

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

BROUSICÍ JEDNOTKA K SVISLÉMU SOUSTRUHU

GRINDING BOX UNIT FOR VERTICAL BORING AND TURNING MACHINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

RADIM PAVLÉK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. BRONISLAV FOLLER, Ph.D.

BRNO 2008

ANOTACE

Radim Pavlák

Broušicí jednotka pro svislý soustruh

Diplomová práce, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky, VUT v Brně

Tato diplomová práce řeší výměnnou přímou broušicí jednotku pro svislý soustruh společnosti ČKD Blansko Holding, a.s. Upnutí broušicí jednotky bude provedeno standardním způsobem používaným v ČKD Blansko. Náhon vřetene je realizován pomocí motoru umístěného ve smykadle stroje, který může být použit také pro frézování při použití výměnné frézovací hlavy. Broušicí jednotka musí vydržet zatížení při provozních podmínkách.

Dále se v této práci věnuji možnosti využití systému automatického vyvažování brusného kotouče u řešené broušicí hlavy.

Klíčová slova: broušení, broušicí jednotka, svislý soustruh, karusel

ANNOTATION

Radim Pavlák

Grinding box unit for vertical boring and turning machine

Diploma thesis, Institute of producing machines, systems and robotics, FME Brno

This diploma thesis solves grinding box unit for vertical boring and turning machine for ČKD Blansko. For fixing is used standard fixing system used in ČKD Blansko. Spindle is driven by engine placed in slide ram. Engine can be also used for milling box unit. Grinding box unit must stand operating load. Using of automatic balancing system is also solved in this project.

Key words: grinding, grinding unit, vertical lathe, boring and turning machine

Bibliografická citace

PAVLÉK, R. *Brousicí jednotka pro svislý soustruh*: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 60 str., vedoucí diplomové práce Ing. Bronislav Foller, Ph.D.

MÍSTOPŘÍSEŽNÉ PROHLÁŠENÍ

„Místopřísežně prohlašuji, že jsem byl seznámen s předpisy pro vypracování DP a že jsem celou DP včetně příloh vypracoval samostatně. Ustanovení předpisů pro vypracování DP jsem vzal na vědomí a jsem si vědom toho, že v případě jejich nedodržení nebude vedoucím DP moje práce přijata.“

V Brně

.....

Radim Pavlák

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce panu Ing. Bronislavu Follerovi, Ph.D. Dále firmě ČKD Blansko, zejména panu Ing. Pavlovi Kukletovi za poskytnutí všech potřebných podkladů a rad. A v neposlední řadě děkuji rodině a přátelům za vytvoření podmínek pro vypracování diplomové práce.

Obsah

Obsah	9
1 Úvod.....	11
1.1 Profil společnosti	11
1.2 Popis a parametry stroje.....	11
Základní technické parametry stroje SKD 40/47 D.....	13
2 Literární řešerše	14
2.1 Brousicí jednotky pro svislé soustruhy	14
2.2 Základy broušení.....	15
2.2.1 Základní druhy broušení, kinematika a řezné síly	15
2.3 Automatické vyvažování brousicího kotouče.....	16
2.3.1 Princip vyvažování	17
2.3.2 Důsledky nevyváženosti brousicího kotouče.....	17
2.3.3 Princip systému automatického vyvažování.....	17
2.3.4 Vyvažovací hlavy	19
2.3.5 Kontrola procesu a nástroje	20
3 Patentová řešerše.....	21
4 Návrh a výběr variant	23
4.1 Současná verze brousicí jednotky.....	23
4.2 Nová verze brousicí jednotky	23
5 Řešení a výpočty	24
5.1 Výpočet řezných sil z výkonu motoru	24
5.1.1 Kotouč d=200 mm	24
5.1.2 Kotouč d=350 mm	25
5.2 Výpočet reakcí na vřeteno	26
5.2.1 Kotouč d=200 mm	26
5.2.2 Kotouč d=350 mm	27
5.3 Výpočet valivých ložisek.....	29
5.3.1 Podpora A	29
5.3.2 Podpora B	31
5.4 Kontrolní výpočet vřetena	32
5.4.1 Průběh VVÚ	32
5.4.2 Statické zatěžování	33

5.4.3	Mezní stav únavového porušení	35
5.5	Kontrola evolventního drážkování	39
5.6	Pohon vřetena	40
5.6.1	Rozběh soustavy	42
6	Konstrukce jednotlivých uzlů	44
6.1	Požadavky na vřetena	44
6.2	Vřeteno a jeho uložení	44
6.3	Mechanismus pro přenos výkonu	45
6.4	Těleso brousicí jednotky	45
6.5	Upevnění kotouče	46
6.6	Model brousicí jednotky	47
7	Tribotechnika uzlů	48
7.1	Mazání ložisek	48
7.2	Chlazení řezného procesu	48
8	Technicko-ekonomické zhodnocení	49
9	Analýza rizik	50
10	Analýza shody, bezpečnost	51
10.1	Výtah z vládního nařízení	51
10.2	Bezpečnost práce při broušení	52
11	Závěr	53
12	Seznam použitých symbolů, obrázků a tabulek	54
12.1	Seznam použitých symbolů	54
12.2	Seznam obrázků	56
12.3	Seznam tabulek	57
13	Seznam použitých norem	58
14	Seznam použité literatury a ostatních zdrojů	59
15	Seznam příloh	60

1 Úvod

1.1 Profil společnosti



Obrázek 1.1-1: Znak společnosti ČKD Blansko



Společnost ČKD je v oblasti strojírenství velmi známý pojem. V Blansku má strojírenská výroba velmi dlouhou historii. Počátky strojírenské výroby sahají až do roku 1698, kdy majitel blanenského panství, kníže Gellhorn, zřídil v údolí řeky Punkvy první železný hamr. V průběhu 18. a 19. století se strojírenská výroba v Blansku rozvíjela, zejména díky rodu Salmů-Reifferscheidtů, který železářny koupil. V roce 1896 prodali Salmové strojířny pražskému podniku Akciová společnost strojířny, dř. Breitfeld-Daněk a spol. V roce 1927 se stal blanenský závod součástí koncernu Českomoravská-Kolben-Daněk, a.s., a zaměřil se na výrobu vodních, mlýnských, potravinářských a dřevoobráběcích strojů. Roku 1950 vznikl samostatný národní podnik ČKD Blansko. Došlo k dalšímu rozšiřování metalurgických i strojírenských provozů. Podnik se specializuje na výrobu vodních strojů, těžkých obráběcích strojů a strojírenské metalurgie. V roce 1991 se podnik změnil na akciovou společnost ČKD Blansko, a.s., která je nyní plně privatizována. V roce 2001 vznikla nová společnost ČKD Blansko Strojírny, a. s. Ta je pokračovatelem tradice strojírenské výroby v Blansku. Nejnověji vznikla v roce 2007 společnost ČKD Blansko Holding, a.s. sdružující obchodní divize Hydro, Karusely, Wind a výrobní divizi Strojírny.

V divizi karusely se vyrábí těžké svislé soustruhy neboli karusely. Díky více než 50-ti letům zkušeností s výrobou těchto strojů a prověřením jejich možností ve vlastní výrobě při obrábění velice náročných součástí vodních turbín, patří tyto stroje k velmi kvalitním. ČKD Blansko za dobu své specializace v oboru obráběcích strojů dodalo více než 720 karuselů do 30 zemí celého světa.[7]

1.2 Popis a parametry stroje

Svislý soustruh SKD 40/47D je určen k obrábění rozměrných součástí různými režimy obrábění. V režimu soustružení je stroj schopný soustružit čelní, válcové, kuželové i obecné vnitřní i vnější rotační plochy a soustružit vnitřní i vnější závity na válcové i kuželové ploše s konstantním i proměnlivým stoupáním. V režimu frézování umožňuje stroj frézovat plochy souosých drážek při posuvu suportu (osa X, Z a C) nebo rotačního pohybu upínací desky (osa C). Dále umožňuje frézovat mimostředné drážky a obecné tvary při interpolaci os X, Z a C, vrtat a vyvrtávat otvory v ose i mimo osu upínací desky s využitím přesného polohování, řezání závitů v ose i mimo osu upínací desky. U strojů vybavených úhlovou frézovací hlavou navíc umožňuje frézování, vrtání a řezání závitů pod různými úhly vzhledem k ose upínací desky. Stroje vybavené brousicím zařízením navíc umožňují čelní i obvodové broušení čelních i válcových, vnitřních i vnějších ploch.

Svislý soustruh SKD 40/47 D vychází ze stavebnicového řešení jednotlivých hlavních skupin a zařízení. Modulární koncepce stroje umožňuje vytvářet vedle standardních i speciální modifikace stroje. Tyto potom přesně vyhovují specifickým požadavkům zákazníka. Konstruktivní řešení strojů zabezpečuje dosažení požadovaných technických parametrů

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 12
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ve všech provozních režimech, stabilitu geometrické přesnosti a široké technologické možnosti.

Rám stroje SKD 40/47D má tvar portálu, který je tvořen pravým a levým stojanem. Hlavní části rámu jsou litinové odlitky. Stojany jsou nahoře pevně spojeny rozměrnou příčkou a pevným nebo výškově přestavitelným příčnickem po vedení na stojanech. Příčník je přestavován pomocí pohybových šroubů a zajištěn v příslušné poloze hydraulickým zpevňovacím zařízením. Všechny vodící plochy na příčnicku jsou dále obloženy kalenými lištami. Celý rám je ukotven k základu základovými šrouby přes klínové podložky. Rám je k základu upevněn nezávisle na stole. Díky tomu lze přizpůsobit stroj na danou výšku obrobku změnou výškové polohy rámu vůči stroji v základu.

Upínací deska je v axiálním směru uložena hydrostaticky a uprostřed upínací desky je předepnuta pomocí valivého ložiska. Radiálně je deska uložena pomocí valivého uložení. Hlavní pohyb stolu probíhá pomocí dvou AC motorů a dvoupastorkové převodové skříně. Motory jsou synchronizovány systémem master-slave.

Suporty jsou složeny ze dvou hlavních částí, ze saní a smykadla. Uloženy jsou na kluzných vedeních. Posuv je vykonáván pomocí posuvové soustavy složené z AC servomotorů, planetových převodovek a kuličkových šroubů s předepnutými maticemi. Odměřování posuvových pohybů je přímé, pomocí lineárních pravítek.

Stroj je také vybaven hydraulickými agregáty pro uložení upínací desky, mazání vodících ploch a také hydraulickým agregátem s uzavřeným okruhem pro ovládání pomocných funkcí stroje. Všechny agregáty jsou vybaveny diagnostickými prvky, které všechny provozní a poruchové stavy indikují na obrazovce CNC řízení.

Ochranné krytování kolem upínací desky a obslužné plošiny odpovídají směrnicím EU o bezpečnosti strojních zařízení.[7]



Obrázek 1.2-1: Stroj SKD 40/47 D

Základní technické parametry stroje SKD 40/47 D

Pracovní rozsah:

- maximální průměr soustružení 4700 mm
- maximální výška soustružení nad upínací desku 5500 mm

Upínací deska:

- průměr upínací desky 4000 mm
- maximální zatížení 60000 kg
- maximální krouticí moment 210 kNm
- výkon hlavního motoru 2x71 kW
- maximální otáčky upínací desky 100 min⁻¹

Suporty:

- pracovní posuv 0-8000 mm·min⁻¹
- rychloposuv 8000 mm·min⁻¹
- výsuv smykadla 1000-2500 mm
- průřez smykadla 340 x 340 mm
- maximální řezná síla 100 kN

Frézovací zařízení:

- maximální otáčky vřetena 3000 min⁻¹
- výkon vřetena 37 kW

Příčnick:

- rychlost posuvu 500 mm·min⁻¹

Stojan:

- rychlost posuvu 500 mm·min⁻¹

2 Literární řešerše

2.1 Brousicí jednotky pro svislé soustruhy

Cílem je získat informace o využití brousicích jednotek u výrobců svislých soustruhů v ČR a ve světě.

Klíčová slova:

- broušení
- brousicí jednotka
- svislý soustruh
- karusel

Key words:

- grinding
- grinding (box) unit
- vertical lathe
- karusel

V ČR se vedle ČKD Blansko zabývá výrobou těžkých svislých soustruhů zejména firma TOS Hulín. Pro náhon rotačních nástrojů je zde použita podobná koncepce jako u strojů firmy ČKD Blansko.

Další firmou umožňující využít jako příslušenství brousicí jednotku je firma PietroCarnaghi. Náhon je opět proveden stejnou koncepcí.



Obrázek 2.1-1: Brousicí jednotka (PietroCarnaghi)

Dalšími firmami zabývajícími se výrobou svislých soustruhů je například italská firma Sirmu, která umožňuje na svých strojích frézování a vrtání, nebo firma WMW Machinery Company, která také umožňuje náhon rotačních nástrojů.

Z uvedeného průzkumu trhu je zřejmé, že většina firem se snaží rozšířit výrobní možnosti svislých soustruhů na další operace jako je frézování, vrtání nebo broušení. Toho většinou dosahují využitím vestavěného pohonu rotačních nástrojů, který je umístěn ve smykadle stroje. Vlastní brousicí jednotky jsou pak založeny na podobném principu.[7][13][14]

2.2 Základy broušení

Broušení je obráběcí proces realizovaný zrný brusiva spojenými pojivem v mnohabřítý nástroj, brousicí kotouč, jehož břity jsou geometricky nestejně a mají záporný úhel čela.[2]

Broušení patří společně s honováním, lapováním a superfinišováním mezi abrazivní metody obrábění. To jsou metody s nedefinovanou geometrií břitu a jsou nejčastěji používané při dokončovacích operacích, kdy je potřeba dosáhnout vysoké přesnosti tvarů, rozměrů a drsnosti povrchu.

V důsledku různé polohy jednotlivých zrn brusiva a jejich náhodné orientace vzhledem k obráběné ploše, dochází při obráběcím procesu jak k řezání, tak i k zaškrabávání. Malé třísky a ulomené hroty břitů zůstávají v pórech až do doby, než jsou odstředivou silou nebo proudem řezné kapaliny odstraněny. Současně se vylamují z pojiva zrna brusiva, takže se do záběru dostávají ostrá zrna, která jsou v následující vrstvě.[2]

Charakteristické znaky broušení:

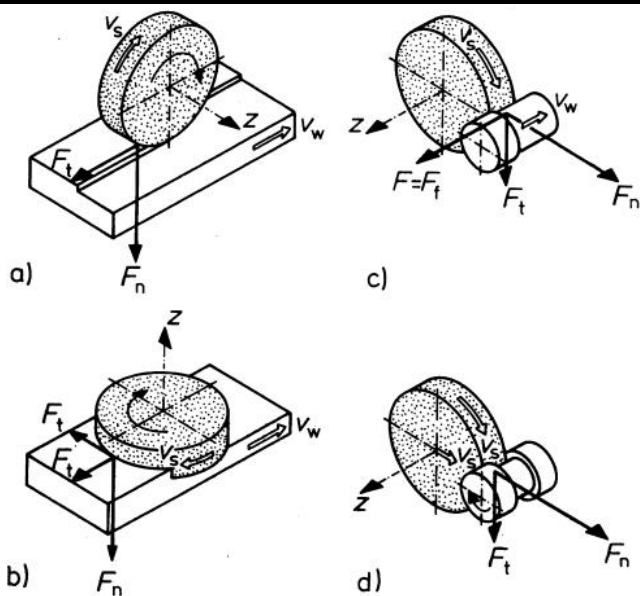
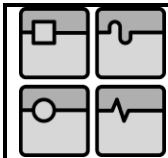
- nepravidelný úběr třísky jednotlivými zrný brusiva v důsledků nedefinovatelné
- geometrie a jejich nepravidelnému rozmístění v brousicím nástroji
- nestejně a zpravidla velmi záporné úhly čela jednotlivých zrn
- poměrně slabé upevnění zrn brusiva v brusném kotouči pomocí pojiva
- malé průřezy třísek
- velké měrné řezné síly (souvisí s malým průřezem třísek)
- vysoké řezné rychlosti (30 – 100 m/s)
- velké množství vzniklého tepla a důležitost dobrého chlazení
- zanášení pórů nástroje třískami a otupování jednotlivých zrn

2.2.1 Základní druhy broušení, kinematika a řezné síly

Způsoby broušení se odlišují různými posuvovými a přísuvovými pohyby, přičemž se řezný pohyb vždy provádí od nástroje. Metody mohou být definovány podle různých kritérií.

- tvar obrobeného povrchu a způsob jeho vytváření (rovinné, do kulata, tvarové apod.)
- aktivní část brousicího kotouče (obvodové, čelní)
- vzájemná poloha brousicího kotouče a obrobku (vnější, vnitřní)
- pohyb posuvu stolu vzhledem k brousicímu kotouči (axiální, radiální, tangenciální apod.)

Pohyby a rychlosti pohybů při broušení jsou definovány na základě charakteristik jednotlivých druhů broušení. Obecně se řezná rychlost v_c vyjádří vztahem $v_c = \pi \cdot d_s \cdot n_s$, kde d_s je průměr brousicího kotouče a n_s jsou otáčky brousicího kotouče. Při běžném broušení dosahuje řezná rychlost hodnot 30-35 m·s⁻¹. Při rychlostním broušení je nutná aplikace kotouče se speciálním druhem pojiva a rychlosti dosahují až 80 m·s⁻¹, ve zvláštních případech až 180 m·s⁻¹.

**Obrázek 2.2-1: základní druhy broušení**

Celková řezná síla F leží v obecném směru mezi brousicím kotoučem a obrobkem a rozkládá se do tří navzájem kolmých směrů. Řezná síla F_C (na obr. F_t) leží ve směru shodném s řeznou rychlostí. Síla pasivní F_P (na obr. F_n) je kolmá k broušené ploše a posuvová síla F_f leží ve směru podélného posuvu, tzn. je kolmá na rovinu otáčení brousicího kotouče. Experimentálně zjištěná podmínka, která platí u většiny brousicích operací je $F_P > F_C > F_f$ a poměr $F_P / F_C = 1,2 - 3$.

Velikost řezných sil je ovlivněna mnoha faktory. Jsou to zejména druh obráběného materiálu, způsob broušení, řezné podmínky (zejména průřez třísky), zrnitost brusiva, druh a tvrdost pojiva a struktura brousicího kotouče. S narůstajícím otupováním brousicího kotouče se pak řezná síla také zvětšuje. V konečném důsledku to může být až několikanásobek původní hodnoty. Orientačně lze řeznou sílu určit z experimentálně získaných vztahů. Vzhledem k výše popsaným faktorům mohou však být tyto hodnoty značně nepřesné.[5]

2.3 Automatické vyvažování brousicího kotouče

Zdroje: www.marposs.com
www.schmitt-ind.com

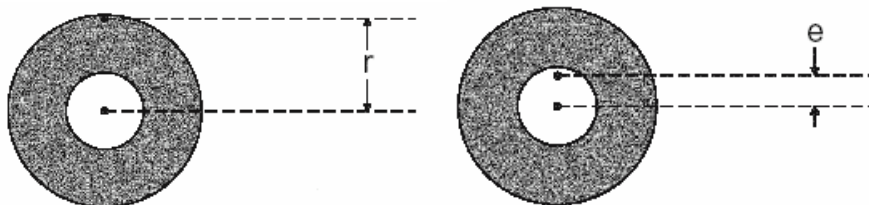
Nejnovějším trendem v oblasti broušení je neustálé zvyšování otáček vřeten a tím růst obvodových rychlostí kotoučů, stejně jako nárůst významu výkonu stroje při dosažení optimální kvality povrchu obrobku. Ruku v ruce s tímto problémem je třeba udržet kontrolu nad vibracemi na stroji, které jsou následkem nevyváženosti jednotlivých rotujících částí stroje. Při udržení kvality při výrobě a montáži vřeten a jeho uložení v ložiskách je nejvýraznějším zdrojem vibrací brusný kotouč. Přesněji řečeno soustava brousicí kotouč – vřeteno. Toto jsou jediné vibrace na stroji, které lze odstranit systémem aktivního vyvažování. Vibrace jsou obecně charakterizovány amplitudou a frekvencí. Systém aktivního vyvažování sleduje signál vibračních senzorů a pozici interních závaží mění tak, aby byly zbytkové vibrace redukovány na minimum.

2.3.1 Princip vyvažování

Vibrace od brousicího kotouče jsou způsobeny následujícími vlivy:

- nerovnoměrné rozdělení brusiva a pojiva v různých částech brousicího kotouče, případně přítomnost bublin
- asymetrická montáž brusného kotouče a příruby, tzn. že těžiště brusného kotouče není v ose otáčení jednotky brusného kotouče a příruby
- nerovnoměrné opotřebení brusného kotouče
- trhliny brusného kotouče a absorpce chladicí kapaliny

Základním principem vyvažování je využití přídavných závaží, pohybujících se na určitém rameni. Tato závaží jsou umístěna do určitých poloh. V těchto polohách potom eliminují přídavné zatěžující účinky, které jsou způsobeny výše uvedenými vlivy.[8][9]



Obrázek 2.3-1: Princip vyvažování brousicího kotouče

e...vnitřní nevyváha brousicího kotouče, je rovna nevyvážené hmotě brousicího kotouče násobené její vzdáleností od osy rotace

r...měřená nevyváha, která na zjištěném rameni r vyvažuje brousicí kotouč

2.3.2 Důsledky nevyváženosti brousicího kotouče

Důsledkem špatného nebo žádného vyvážení brousicího kotouče je především přenos vibrací na ostatní součásti stroje. Především pak na ložiska a vřeteno. Trvalé a dlouhodobé působení těchto vibrací pak vede k poškození těchto součástí a tím i vlastního stroje.

Tato poškození pak vedou k tomu, že bruska již není schopna garantovat výrobu obrobků v požadované kvalitě a jakosti, a to nezávisle na stupni vyvážení brousicího kotouče. Toto pak může vést k vysokým ekonomickým a jiným tržním ztrátám. Proto je důležité věnovat vyvážení brousicího kotouče velkou pozornost.[8]

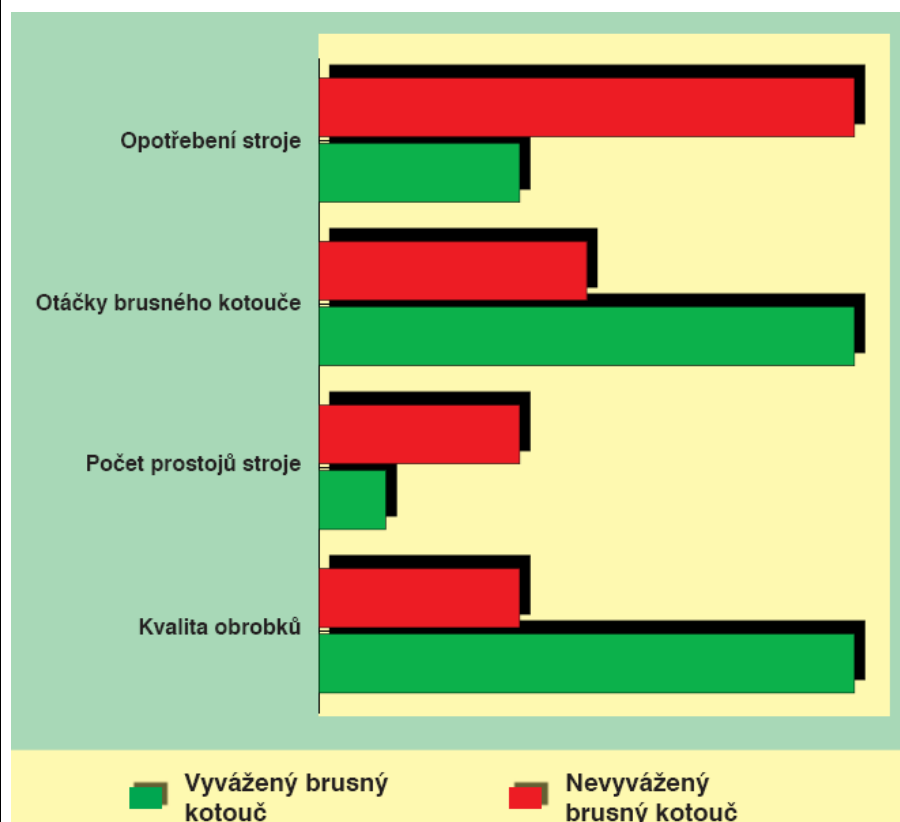
2.3.3 Princip systému automatického vyvažování

Běžně používaným postupem vyvažování brousicích kotoučů je, že obsluha stroje umísťuje na přírubu brousicího kotouče vyvažovací závaží. Tento postup je však časově náročný a vlivem lidského faktoru ne úplně přesný. Vyžaduje kvalifikovaný personál, aby bylo vyvážení provedeno správně a účinně.

Automatický vyvažovací systém poskytuje následující výhody

- větší přesnost vyvažování
- krátký čas cyklu (do několika sekund)
- plně automatický cyklus vyvažování

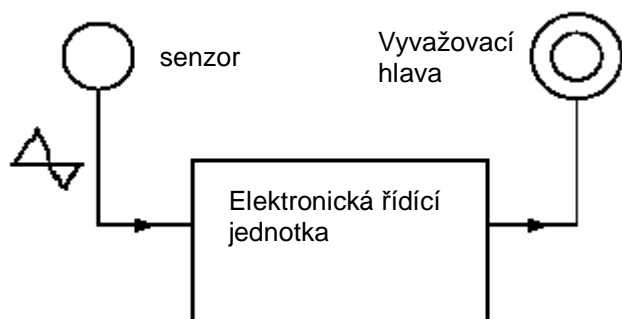
- d) odborný personál není nutný
- e) flexibilita, možnost nastavení mezních hodnot tolerancí vibrací
- f) konstantní kontrola vibrací po celou dobu životnosti kotouče



Obrázek 2.3-2: Porovnání vyváženého a nevyváženého brousicího kotouče (Marposs.cz)

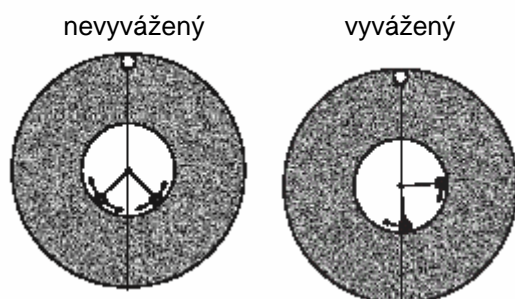
Z uvedeného grafu jsou jasně vidět výhody systému automatického vyvažování zejména z hlediska nákladů. Zlepšení kvality bez negativního ovlivnění výrobních časů je pro koncového uživatele velkou výhodou.

Vyvažovací systém se skládá z vyvažovací hlavy, vibračního senzoru a elektronické řídicí jednotky. Vibrační senzor je umístěn co nejbližší k brousicímu kotouči. Toto umístění pomůže co nejvíce eliminovat snímání jiných vibrací než těch, které nejsou způsobeny přímo obráběním, a tudíž nemohou být vhodným vyvážením eliminovány[8].



Obrázek 2.3-3: Schéma systému automatického vyvažování

Signál jde následně od vibračního senzoru do elektronické řídicí jednotky. Tato jednotka zpracuje signál a vydá povel k vyvažovací hlavě umístěné u kotouče. V této hlavě se nachází zpravidla dvě závaží, která jsou nezávisle na sobě ovládána motory. Tyto motory umístí závaží do požadované polohy podle povelu řídicí jednotky. Tato závaží pak vyruší nevyváženost broušícího kotouče a tím způsobené vibrace na minimum.



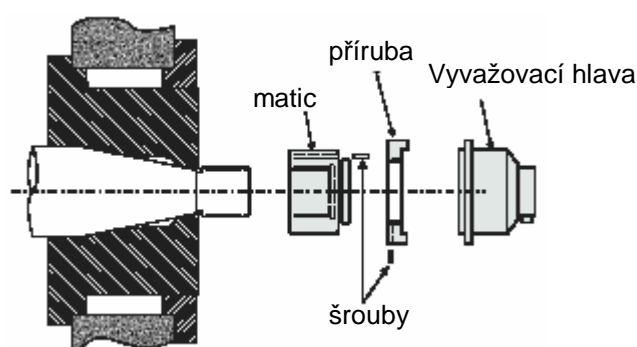
Obrázek 2.3-4: Vyvážený a nevyvážený broušící kotouč

Broušící kotouč a vřeteno však není jediným zdrojem vibrací. Dalším zdrojem může být například nevyváženost jiných rotujících součástí stroje nebo vibrace od ostatních okolních strojů. Proto je dobré nejprve zjistit a zavést do programu tyto vibrace. To se dá docílit tak, že změříme vibrace na stroji v klidu, tzn. bez rotujícího vřetena.[8][9]

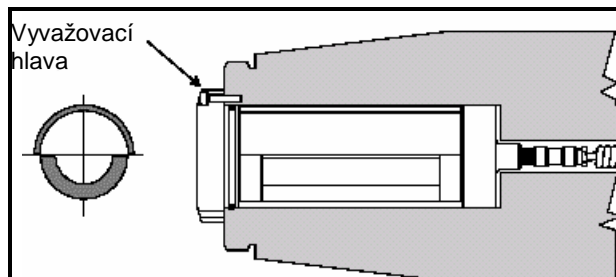
2.3.4 Vyvažovací hlavy

Existují v podstatě dva druhy vyvažovacích hlav:

- přírubové vyvažovací hlavy (vnější)
- vyvažovací hlavy pro montáž do vřetena (vnitřní)



Obrázek 2.3-5: Přírubová vyvažovací hlava (Schmitt)



Obrázek 2.3-6: Vyvažovací hlava pro montáž do vřetena (Schmitt)

Vyvažovací hlavy přírubové jsou vhodné obzvláště pro retrofitting nebo pro nasazení na již fungující stroje. Oproti tomu vyvažovací hlavy pro montáž do vřetena nachází uplatnění spíše u nových strojů. Jejich výhodou je, že nepřinášejí do pracovního prostoru stroje žádné další kabely pro přenos signálu[9].

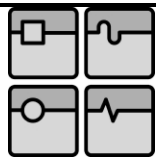
Současná nabídka na trhu bohužel nenabízí žádný systém automatického vyvažování brousicího kotouče. Vzhledem k požadavkům použití jak válcového tak hrncového brousicího kotouče nelze využít přírubové vyvažovací hlavy. A pohon vřetena motorem přímo ze smykadla zase nedovoluje použít vyvažovací hlavu pro montáž do vřetena.

2.3.5 Kontrola procesu a nástroje

Tento systém mi byl doporučen jako alternativní řešení k automatickému vyvažování brousicího kotouče, které nelze na brousicí jednotce použít. Jedná se o systém "Tool and Process Monitoring" vyvinutý firmou Marposs.

Tento systém však nemá možnost aktivního vyvažování brusného kotouče. Jedná se o snímání hodnot vibrací a zrychlení. Tyto hodnoty jsou snímány senzorem. Při překročení nastavitelných prahových hodnot nám systém dává informaci o nevyváženosti kotouče, případně o havarijní situaci. Pomocí změny rychlosti posuvů se pak tyto situace dají omezit nebo se jim přímo vyhnout. Při nevyváženosti brousicího kotouče je pak možnost kotouč sundat a mimo stroj lépe vyvážit. Toto může zabránit jak velkému opotřebení ložisek nebo zničení částí stroje, tak výrobě zmetku, což může být u tak velkého stroje velice nákladná záležitost.

Celá sestava se skládá ze snímače vibrací, kabelu, jednotky pro zpracování signálu, kabelu do PLC a ethernet jednotky pro nastavení řídicího signálu. Dodatečná instalace tohoto systému na obráběcí stroj je velice jednoduchá a nevyžaduje žádné konstrukční úpravy.[8]



3 Patentová rešerše

Zdroj: www.upv.cz

Na stránkách Úřadu průmyslového vlastnictví se nevyskytují žádné zápisy patentů, které by přímo souvisely s výměnnou brousicí hlavou nebo vyvažováním brusného kotouče a byly v současné době platné.

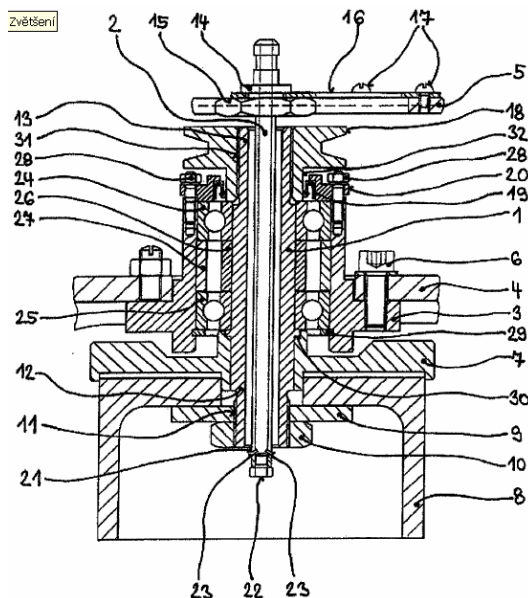
Použitá klíčová slova:

brousicí
hlava
jednotka
vřeteno
vyvažování
automatické
svislý soustruh
soustruh

Číslo zápisu: 13742

Název: Vřeteno brousicího zařízení s přívodem chladicí kapaliny

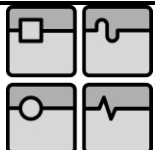
Podstatou patentu je, že v dolní části nosného ramene je pevně uloženo pouzdro, v němž je hybně uložen hřídel, jehož dutou vnitřní částí je vedena mazací tyč. Na spodním konci mazací tyče jsou otvory, které jsou natočeny tak, že chladicí kapalina je směřována přesně do místa styku brusného nástroje a broušeného předmětu. Toto je velmi výhodné zejména pro čelní broušení.[12]



Obrázek 2.3-7: Náčrten patentu

Zdroj: www.depatistnet.de

Vyhledávání na německém patentním informačním systému. Tato databáze obsahuje většinu patentů z celého světa, např. EU, USA, Japonsko apod.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 22
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Klíčová slova:

grind
unit
spindle
lathe
vertical
automat
balancing system

Zde byly nalezeny dva patenty s využitím u brousicí jednotky.

Číslo zápisu: US020030157873A1

Název: Upínač brousicího kotouče

Jedná se o systém pro jednoduché, rychlé a přesné upnutí brusných kotoučů do tohoto zařízení. Zařízení obsahuje drážky, ve kterých se pohybují vyvažovací tělíska. Tato tělíska mohou být zafixována v určitých požadovaných polohách. Tělíska mohou být také slučována do dvou a více skupin a tyto skupiny mohou být opět nezávisle na sobě fixovány v požadovaných polohách. Systém dovoluje jednoduché, rychlé a dostatečně přesné upnutí a dynamické vyvážení bez potřeby dalšího zásahu.[11]

Číslo zápisu: JP00011125311AA

Název: Automatický vyvažovací systém.

Jedná se o jednotku, která je spojena s brousicím kotoučem a udržuje kmitání vřetena v dostačujících hodnotách. Jedná se o dva disky, které se vůči sobě vzájemně natáčejí. Jeden z disků má vytvořenou drážku, ve které se může vyvažovací závaží pohybovat ve směru průměru. Druhý z disků má vyrobenou drážku excentricky vůči středu. Vzájemným natočením těchto disků je pak docíleno požadované polohy vyvažovacího závaží.[11]

4 Návrh a výběr variant

4.1 Současná verze broušící jednotky

Současná koncepce broušící jednotky využívá vestavěného dvouotáčkového asynchronního motoru, jehož rotor je upevněn přímo na broušicím vřetenu. Vřeteno je uloženo v kuličkových ložiskách s kosoúhlým stykem umístěných za broušicím kotoučem. Na opačné straně je pouze radiální kuličkové ložisko.

Broušicí kotouč je upevněn pomocí přírub a mechanického sevření.

Broušicí jednotka je pomocí příruby přišroubována k upínací desce, která je upevněna ke smykadlu. Broušicí jednotka může být upnuta jak ve svislé tak i ve vodorovné poloze. Toto ji dává určitou univerzálnost použití.

Přívod elektrické energie k motoru je zprostředkován pomocí kabelu ze skříně suportu.



Obrázek 4.1-1: Současná verze broušící jednotky

4.2 Nová verze broušící jednotky

ČKD Blansko požaduje zkonstruování nových broušicích hlav. Broušicí hlavu přímou a broušicí hlavu úhlovou. Hlava využije motoru umístěného ve smykadlu a původně určenému k frézování. Toto řešení sice již nebude tak univerzální jako předchozí, ale přinese některé výhody. Nebude potřeba dalšího pohonu a tím ubude zdroj tepla umístěný velmi blízko pracovnímu prostoru, který mohl negativně ovlivňovat řezný proces. Dále nebude potřeba dalších kabelů pro přívod energie v blízkosti pracovního prostoru stroje.

U ložisek bude využito tukové mazání, a tím se značně sníží nároky na údržbu.

Omezení při návrhu variant vyplívající ze zadání a požadavků ČKD Blansko:

- upínání do smykadla pomocí standardního systému používaného v ČKD Blansko, tzn. upnutí ke smykadlu pomocí hydrodoků a zajištění kameny a z toho vyplívající rozměry
- rozměry broušicích kotoučů vyráběných pro ČKD Blansko
- přenos krouticího momentu pomocí mechanismu zkonstruovaného na zakázku firmou FOTEC GmbH, mechanismus slouží zároveň jako pojištění proti pootočení při výměně jednotky
- použití ověřeného uložení v kosoúhlých ložiskách

5 Řešení a výpočty

5.1 Výpočet řezných sil z výkonu motoru

5.1.1 Kotouč d=200 mm

Výkon motoru využívaný pro broušení je zpravidla 4,5 kW. Pro výpočet budu vycházet z výkonu motoru 5kW.

Znamé hodnoty:

$$\begin{aligned} \varnothing d_k &= 200 \text{ mm} \\ n_k &= 3\,000 \text{ min}^{-1} \end{aligned}$$

průměr brousicího kotouče
otáčky brousicího kotouče

vstupní hodnoty	výpočet	výsledek
Vztah pro výkon: $P = M_k \cdot \omega$		
Krouticí moment: $M_k = F_C \cdot \frac{d_k}{2}$		
Řezná síla: $F_C = \frac{2 \cdot P_m}{d_k \cdot \omega}$		
Úhlová rychlost:		
$n_k = 50 \text{ s}^{-1}$	$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_k = 2 \cdot \pi \cdot 50 = 314 \text{ s}^{-1}$	$\omega = 314 \text{ s}^{-1}$
Řezná síla:		
$\omega = 314 \text{ s}^{-1}$ $P_m = 5\,000 \text{ W}$ $\varnothing d_k = 200 \text{ mm}$	$F_C = \frac{2 \cdot P_m}{d_k \cdot \omega} = \frac{2 \cdot 5000}{0,2 \cdot 314} = 160 \text{ N}$	$F_C = 160 \text{ N}$
Experimentálně zjištěná podmínka pro pasivní sílu:		
$F_C = 160 \text{ N}$	$F_p = 1,5 - 3 \cdot F_C \Rightarrow F_p = 3 \cdot F_C = 480 \text{ N}$	$F_p = 480 \text{ N}$

5.1.2 Kotouč d=350 mm

Alternativně je pro brousicí hlavu možné použít kotouč o $\varnothing d_k=350$ mm. Pro něj platí omezení pro $n_{\max}=1\,500\text{ min}^{-1}$. Toto je dáno vlastnostmi kotouče. Při vyšších rychlostech hrozí nebezpečí roztržení kotouče vlivem jeho struktury (vměstky, trhliny apod.).

Znamé hodnoty:

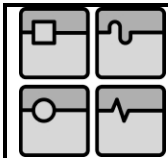
$$\varnothing d_k=350\text{ mm}$$

$$n_k=1\,500\text{ min}^{-1}$$

průměr brousicího kotouče

otáčky brousicího kotouče

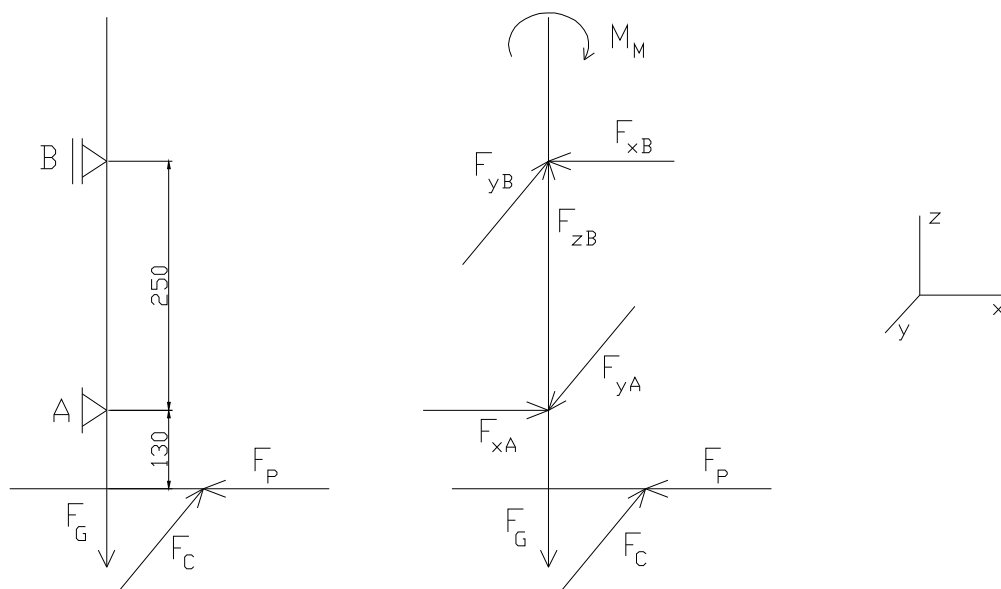
vstupní hodnoty	výpočet	výsledek
Vztah pro výkon: $P = M_k \cdot w$		
Krouticí moment: $M_K = F_C \cdot \frac{d_k}{2}$		
Řezná síla: $F_C = \frac{2 \cdot P}{d_k \cdot w}$		
Úhlová rychlost:		
$n_k=25\text{ s}^{-1}$	$w = 2 \cdot p \cdot n_k = 2 \cdot p \cdot 25 = 157\text{ s}^{-1}$	$\omega=157\text{ s}^{-1}$
Řezná síla:		
$\omega=157\text{ s}^{-1}$ $P=5\,000\text{ W}$ $\varnothing d_k=350\text{ mm}$	$F_C = \frac{2 \cdot P}{d_k \cdot w} = \frac{2 \cdot 5000}{0,35 \cdot 157} = 182\text{ N}$	$F_C=182\text{ N}$
Experimentálně zjištěná podmínka pro pasivní sílu:		
$F_C=182\text{ N}$	$F_p = 1,5 - 3 \cdot F_C \Rightarrow F_p = 3 \cdot F_C = 546\text{ N}$	$F_p=546\text{ N}$



5.2 Výpočet reakcí na vřeteně

5.2.1 Kotouč d=200 mm

Pro kontrolu uložení využijí síly pro broušení kotoučem o $d=200$ mm a otáčkách $n_k=3000$ min^{-1} .



Obr.

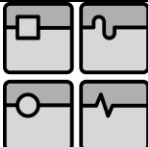
Obrázek 5.2-1: Reakce na vřeteně

V axiálním směru působí pouze tíhová síla F_G . Hmotnost vřetená s kotoučem je 32,5 kg. Potom tíhová síla:

$$F_G = m \cdot g = 32,5 \cdot 10 = 325 \text{ N}$$

Sílové rovnice:

vstupní hodnoty	výpočet	výsledek
$\sum F_z = 0$		
$F_G=325 \text{ N}$	$F_z = F_G = 325 \text{ N}$	$F_Z=325 \text{ N}$
$\sum F_x = 0$		
$F_P=480 \text{ N}$ $F_{xA}=729,6 \text{ N}$ (momentová rovnováha)	$F_P - F_{xA} + F_{xB} = 0$ $F_{xB} = F_{xA} - F_P = 729,6 - 480 = 249,6 \text{ N}$	$F_{xB}=249,6 \text{ N}$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 27
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$\sum F_Y = 0$		
$F_C = 160 \text{ N}$ $F_{yA} = 243,2 \text{ N}$ (momentová rovnováha)	$F_C - F_{yA} + F_{yB} = 0$ $F_{yB} = F_{yA} - F_C = 243,2 - 160 = 83,2 \text{ N}$	$F_{yB} = 83,2 \text{ N}$
$\sum M_{xB} = 0$		
$F_C = 160 \text{ N}$	$-F_{yA} \cdot 250 + F_C \cdot 380 = 0 \Rightarrow$ $\Rightarrow F_{yA} = F_C \cdot \frac{380}{250} = 243,2 \text{ N}$	$F_{yA} = 243,2 \text{ N}$
$\sum M_{yB} = 0$		
$F_P = 480 \text{ N}$	$F_{xA} \cdot 250 - F_P \cdot 380 = 0 \Rightarrow$ $\Rightarrow F_{xA} = F_P \cdot \frac{380}{250} = 729,6 \text{ N}$	$F_{xA} = 729,6 \text{ N}$
Celkové radiální síly v podporách A a B:		
$F_{xA} = 729,6 \text{ N}$ $F_{yA} = 243,2 \text{ N}$	$F_{Ar} = \sqrt{F_{xA}^2 + F_{yA}^2} = \sqrt{729,6^2 + 243,2^2} = 769 \text{ N}$	$F_{Ar} = 769 \text{ N}$
$F_{xB} = 249,6 \text{ N}$ $F_{yB} = 83,2 \text{ N}$	$F_{Br} = \sqrt{F_{xB}^2 + F_{yB}^2} = \sqrt{249,6^2 + 83,2^2} = 263,1 \text{ N}$	$F_{Br} = 263,1 \text{ N}$

5.2.2 Kotouč d=350 mm

Pro kontrolu vřetena při statickém namáhání využijí vyšší hodnoty sil, tzn. při broušení kotoučem o d=350 mm.

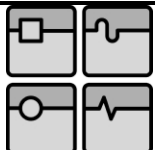
Schéma sil je stejné jako v předchozím případě.

V axiálním směru působí pouze tíhová síla F_G . Hmotnost vřetena s kotoučem je 32,5 kg. Potom tíhová síla:

$$F_G = m \cdot g = 32,5 \cdot 10 = 325 \text{ N}$$

Silové rovnice:

vstupní hodnoty	výpočet	výsledek
$\sum F_z = 0$		
$F_G = 325 \text{ N}$	$F_z = F_G = 325 \text{ N}$	$F_z = 325 \text{ N}$

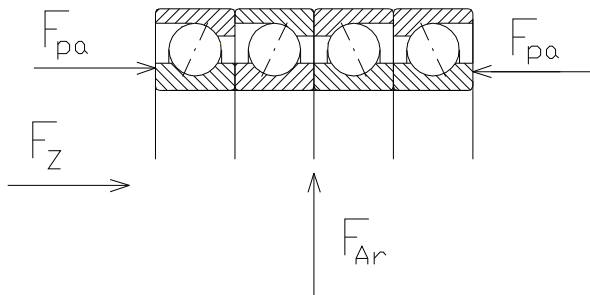
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 28
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$\sum F_x = 0$		
$F_P = 546 \text{ N}$ $F_{xA} = 830 \text{ N}$ (momentová rovnováha)	$F_P - F_{xA} + F_{xB} = 0$ $F_{xB} = F_{xA} - F_P = 830 - 546 = 284 \text{ N}$	$F_{xB} = 284 \text{ N}$
$\sum F_y = 0$		
$F_C = 182 \text{ N}$ $F_{yA} = 276,6 \text{ N}$ (momentová rovnováha)	$F_C - F_{yA} + F_{yB} = 0$ $F_{yB} = F_{yA} - F_C = 276,6 - 182 = 94,6 \text{ N}$	$F_{yB} = 94,6 \text{ N}$
$\sum M_{xB} = 0$		
$F_C = 182 \text{ N}$	$-F_{yA} \cdot 250 + F_C \cdot 380 = 0 \Rightarrow$ $\Rightarrow F_{yA} = F_C \cdot \frac{380}{250} = 276,6 \text{ N}$	$F_{yA} = 276,6 \text{ N}$
$\sum M_{yB} = 0$		
$F_P = 546 \text{ N}$	$F_{xA} \cdot 250 - F_P \cdot 380 = 0 \Rightarrow$ $\Rightarrow F_{xA} = F_P \cdot \frac{380}{250} = 830 \text{ N}$	$F_{xA} = 830 \text{ N}$
Celkové radiální síly v podporách A a B:		
$F_{xA} = 830 \text{ N}$ $F_{yA} = 276,6 \text{ N}$	$F_{Ar} = \sqrt{F_{xA}^2 + F_{yA}^2} = \sqrt{830^2 + 276,6^2} = 875 \text{ N}$	$F_{Ar} = 875 \text{ N}$
$F_{xB} = 284 \text{ N}$ $F_{yB} = 94,6 \text{ N}$	$F_{Br} = \sqrt{F_{xB}^2 + F_{yB}^2} = \sqrt{284^2 + 94,6^2} = 299,3 \text{ N}$	$F_{Br} = 299,3 \text{ N}$

5.3 Výpočet valivých ložisek

5.3.1 Podpora A

V podpoře A je voleno uložení ve dvou tandemových uloženích vzájemně do „O“. Toto je dáno požadavky zadavatele. Vzhledem k rozměrům upínací části pro upínač brousicích kotoučů jsou známy i rozměry ložisek. Proto se jedná o kontrolní výpočet.

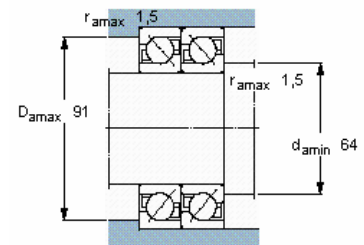


Obrázek 5.3-1: Schéma ložisek v podpoře A

Parametry ložiska:

Ložiska SKF 2x7211 BECBM pro uspořádání v tandemu

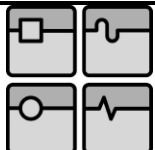
d=55 mm	průměr vnitřního kroužku ložiska
D=100 mm	průměr vnějšího kroužku ložiska
F _{pa} =760 N	předpětí dvojice ložisek
C=98 kN	dynamická únosnost
α _l =40°	kontaktní úhel ložiska
X=0,35	výpočtový koeficient ložiska
Y=0,57	výpočtový koeficient ložiska



Působící síly:

F _Z =325 N	axiální síla v podpoře A
F _{Ar} =875 N	radiální síla v podpoře A
n _k =1500 min ⁻¹	otáčky brusného kotouče

vstupní hodnoty	výpočet	výsledek
Axiální síla v ložisku generovaná předpětím a působící radiální silou:		
F _{pa} =760 N F _{Ar} =769 N α _l =40°	$P_a = \frac{F_{Ar} \cdot 1,2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_l + F_{pa}}{2} =$ $= \frac{769 \cdot 1,2 \cdot \operatorname{tg} 40^\circ + 760}{2} = 767,2 \text{ N}$	P _a =767,2 N
Vzhledem k podmínce F _{pa} < P _a použiji v dalším výpočtu P _a =767,2 N		
Axiální síly působící na dvojice ložisek (1) a (2):		
P _a =767,2 N F _Z =325 N	$F_{a1} = \frac{2}{3} \cdot F_Z + P_a = \frac{2}{3} \cdot 325 + 767,2 = 984 \text{ N}$	F _{a1} =984 N

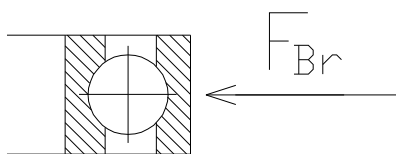
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 30
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$P_a=767,2 \text{ N}$ $F_Z=325 \text{ N}$	$F_{a2} = P_a - \frac{1}{3} \cdot F_Z = 767,2 - \frac{1}{3} \cdot 325 = 659 \text{ N}$	$F_{a2}=659 \text{ N}$
Radiální síly působící na dvojice ložisek (1) a (2):		
$F_{a1}=984 \text{ N}$ $F_{a2}=659 \text{ N}$ $F_{Ar}=769 \text{ N}$	$F_{r1} = \frac{F_{a1}^{2/3}}{F_{a1}^{2/3} + F_{a2}^{2/3}} \cdot F_{Ar} = \frac{984^{2/3}}{984^{2/3} + 659^{2/3}} \cdot 769 = 435,6 \text{ N}$	$F_{r1}=435,6 \text{ N}$
$F_{a1}=984 \text{ N}$ $F_{a2}=659 \text{ N}$ $F_{Ar}=769 \text{ N}$	$F_{r1} = \frac{F_{a2}^{2/3}}{F_{a1}^{2/3} + F_{a2}^{2/3}} \cdot F_{Ar} = \frac{659^{2/3}}{984^{2/3} + 659^{2/3}} \cdot 769 = 333,4 \text{ N}$	$F_{r2}=333,4 \text{ N}$
Ekvivalentní dynamické zatížení na dvojice ložisek (1) a (2):		
$F_{a1}=984 \text{ N}$ $F_{r1}=435,6 \text{ N}$ $X=0,35$ $Y=0,57$	$P_{r1} = X \cdot F_{r1} + Y \cdot F_{a1} = 0,35 \cdot 435,6 + 0,57 \cdot 984 = 713,3 \text{ N}$	$P_{r1}=713,3 \text{ N}$
$F_{a2}=659 \text{ N}$ $F_{r2}=333,4 \text{ N}$ $X=0,35$ $Y=0,57$	$P_{r2} = X \cdot F_{r2} + Y \cdot F_{a2} = 0,35 \cdot 333,4 + 0,57 \cdot 659 = 492,3 \text{ N}$	$P_{r2}=492,3 \text{ N}$
Hodinové trvanlivosti dvojic ložisek (1) a (2):		
$n_k=3 \text{ 000 min}^{-1}$ $C=98 \text{ kN}$ $P_{r1}=713,3 \text{ N}$	$L_{10(1)} = \frac{16667}{n_k} \cdot \left(\frac{C}{P_{r1}} \right)^3 = \frac{16667}{3000} \cdot \left(\frac{98000}{713,3} \right)^3 = 14407802 \text{ hod}$	$L_{10(1)}=$ 14 407 802 h
$n_k=3 \text{ 000 min}^{-1}$ $C=98 \text{ kN}$ $P_{r2}=492,3 \text{ N}$	$L_{10(2)} = \frac{16667}{n_k} \cdot \left(\frac{C}{P_{r2}} \right)^3 = \frac{16667}{3000} \cdot \left(\frac{98000}{492,3} \right)^3 = 43825300 \text{ hod}$	$L_{10(2)}=$ 43 825 300 h
Hodinová trvanlivost celého uložení:		
$L_{10(1)}=$ 14 407 802 h $L_{10(2)}=$ 43 825 300 h	$L_{10} = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_{10(1)}^{1,11}} + \frac{1}{L_{10(2)}^{1,11}} \right)^{0,9}} =$ $= \frac{1}{\left(\frac{1}{14407802^{1,11}} + \frac{1}{43825300^{1,11}} \right)^{0,9}} = 11266038 \text{ hod}$	$L_{10}=$ 11 266 038 h

Celková trvanlivost ložisek je velmi vysoká. Ale vzhledem k požadavkům zadavatele, rozměrům upínací části vřetene a možným negativním vedlejším vlivům vlivem otupení nástroje, okolních podmínek a těžko odhadnutelným dynamickým vlivům ponechám zvolená ložiska.

5.3.2 Podpora B

V místě podpory B působí pouze radiální síla. Proto zde volím radiální kuličkové ložisko. Vzhledem k rozměrům upínacího mechanismu vřetena je minimální vnitřní průměr ložiska 80 mm. Proto volím ložisko firmy SKF 6016.



Obrázek 5.3-2: Schéma ložiska v podpoře B

Parametry ložiska:

d=80 mm

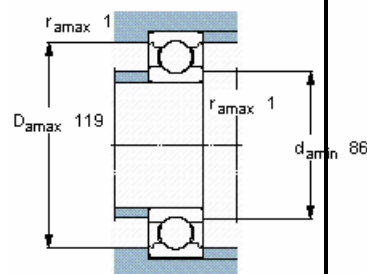
D=125 mm

C=49,4 kN

průměr vnitřního kroužku ložiska

průměr vnějšího kroužku ložiska

dynamická únosnost



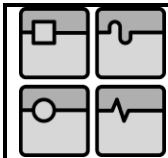
Působící síly:

$F_{Br}=147$ N

radiální síla v místě podpory B

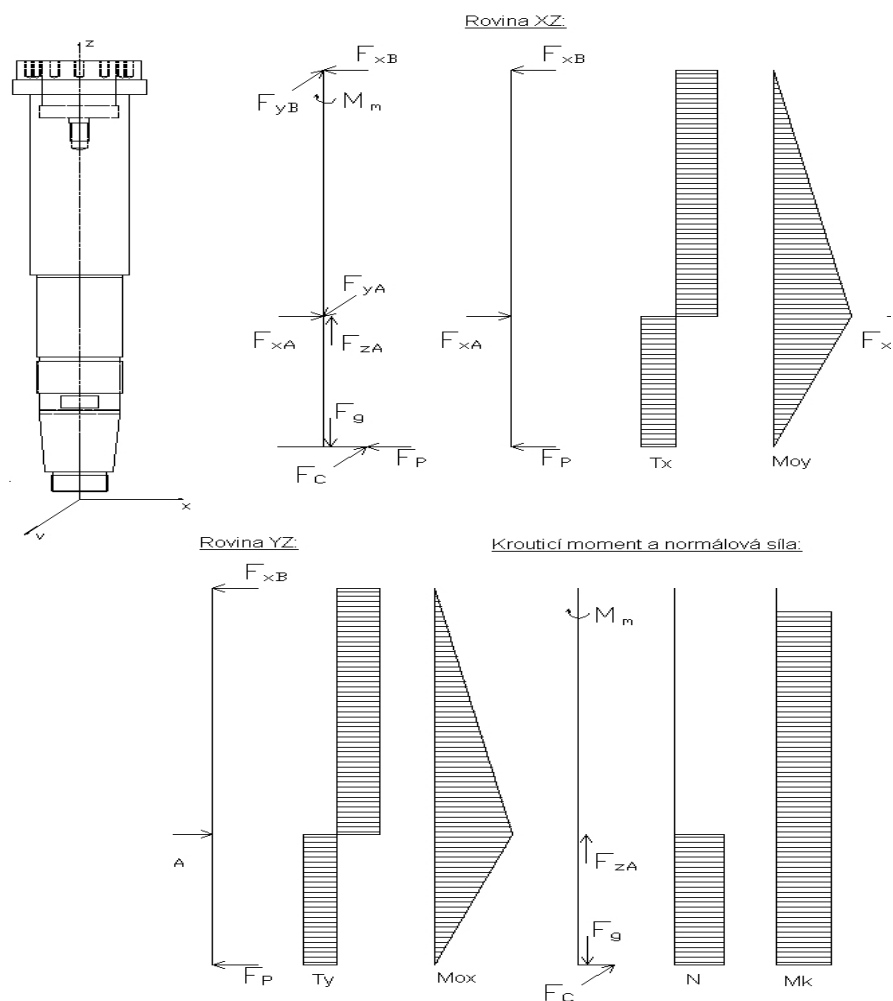
vstupní hodnoty	výpočet	výsledek
Ekvivalentní zatížení:		
$F_{Br}=263,1$ N	<p>Působí zde pouze radiální síla, proto:</p> $P_B = F_{Br} = 263,1N$	$P_B=263,1$ N
Trvanlivost ložiska:		
$P_B=263,1$ N $C=49,4$ kN $n_k=3\ 000\ \text{min}^{-1}$	$L_{10} = \frac{16667}{n_k} \cdot \left(\frac{C}{P_B} \right)^3 = \frac{16667}{3000} \cdot \left(\frac{49400}{263,1} \right)^3 = 36775152\text{hod}$	$L_{10}=$ 36 775 152 h

Celková trvanlivost ložisek je velmi vysoká. Ale vzhledem k požadavkům zadavatele, rozměrům připojovací části vřetena ke smykadlu a možným negativním vedlejším vlivům vlivem otupení nástroje, okolních podmínek a těžko odhadnutelným dynamickým vlivům ponechám zvolená ložiska.



5.4 Kontrolní výpočet vřetena

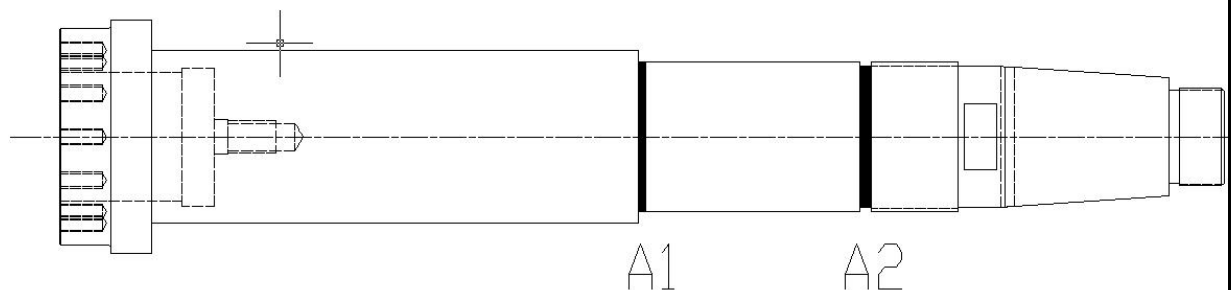
5.4.1 Průběh VVÚ



Obrázek 5.4-1: Průběhy VVÚ

Z průběhů VVÚ je zřejmé, že největší ohybový moment působí v místě podpory A. Zde se však nenachází žádný koncentrátor napětí. Proto provedu kontrolní výpočet vřetene v místech ležících poblíž podpory A a obsahující koncentrátor napětí.

Vzhledem k průběhům VVÚ a tvaru vřetena volím potenciálně nebezpečná místa v A1 a A2.



Obrázek 5.4-2: Nebezpečná místa na vřetenu

Hodnoty maximálního ohybového momentu, tzn. v podpoře A:

$$M_{oy} = F_P \cdot l_o = 546 \cdot 130 = 70980 N \cdot mm$$

$$M_{ox} = F_C \cdot l_o = 182 \cdot 130 = 23400 N \cdot mm$$

$$M_{oA} = \sqrt{M_{oy}^2 + M_{ox}^2} = \sqrt{70980^2 + 23400^2} = 74738 N \cdot mm$$

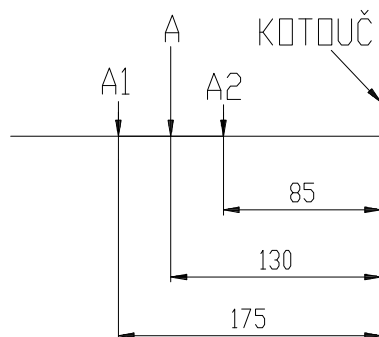
V místě podpory A tedy působí maximální ohybový moment s hodnotou $M_{o\max} = 74738 N \cdot mm$

Hodnota krouticího momentu:

$$M_K = F_C \cdot \frac{d_k}{2} = 182 \cdot \frac{350}{2} = 31850 N \cdot mm$$

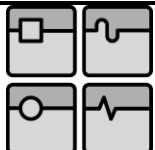
Krouticí moment působí v obou nebezpečných místech.

5.4.2 Statické zatěžování



Nebezpečné místo A1:

vstupní hodnoty	výpočet	výsledek
Výpočet ohybového momentu v místě A1:		
$F_P = 546 \text{ N}$ $F_{xA} = 830 \text{ N}$	$M_{OyA1} = F_P \cdot 175 - F_{xA} \cdot (175 - 130) =$ $M_{OyA1} = 546 \cdot 175 - 830 \cdot 45 = 58200 N \cdot mm$	$M_{OyA1} =$ 58 200 Nmm
$F_C = 182 \text{ N}$ $F_{yA} = 276,6 \text{ N}$	$M_{OxA1} = F_C \cdot 175 - F_{yA} \cdot (175 - 130) =$ $M_{OxA1} = 182 \cdot 175 - 276,6 \cdot 45 = 19403 N \cdot mm$	$M_{OxA1} =$ 58 200 Nmm
$M_{OyA1} =$ 58 200 Nmm $M_{OxA1} =$ 58 200 Nmm	$M_{OA1} = \sqrt{M_{OxA1}^2 + M_{OyA1}^2} = \sqrt{58200^2 + 19403^2} =$ $M_{OA1} = 61349 N \cdot mm$	$M_{OA1} =$ 61 349 Nmm

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 34
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Normálové napětí v místě A1:		
$d_{A1}=55 \text{ mm}$ $M_{OA1}=61\,349 \text{ Nmm}$	$s_{A1} = \frac{M_{OA1}}{W_{OA1}} = \frac{32 \cdot M_{OA1}}{p \cdot d_{A1}^3} = \frac{32 \cdot 61\,349}{p \cdot 55^3} = 3,8 \text{ MPa}$	$\sigma_{A1}=3,8 \text{ MPa}$
Tečné napětí v místě A1: Vliv posouvající síly T můžeme zanedbat, takže v místě A1 působí pouze M_K		
$M_K=31\,850 \text{ Nmm}$ $d_{A1}=55 \text{ mm}$	$t_{A1} = \frac{M_K}{W_{KA1}} = \frac{16 \cdot M_K}{p \cdot d_{A1}^3} = \frac{16 \cdot 31\,850}{p \cdot 55^3} = 0,98 \text{ MPa}$	$\tau_{A1}=0,98 \text{ MPa}$
Redukované napětí v místě A1: Výpočet podle podmínky plasticity HMM.		
$\sigma_{A1}=3,8 \text{ MPa}$ $\tau_{A1}=0,98 \text{ MPa}$	$s_{redA1} = \sqrt{s_{A1}^3 + 3 \cdot t_{A1}^3} = \sqrt{3,8^3 + 3 \cdot 0,98^3} = 4,2 \text{ MPa}$	$\sigma_{redA1}=4,2 \text{ MPa}$
Bezpečnost v místě A1: Hřídel je vyroben z materiálu 12 060.9 $\rightarrow R_e=425 \text{ MPa}$, $R_m=770 \text{ MPa}$		
$\sigma_{redA1}=4,2 \text{ MPa}$ $R_e=425 \text{ MPa}$	$k_{A1} = \frac{R_e}{s_{redA1}} = \frac{425}{4,2} = 101$	$k_{A1}=101$
Nebezpečné místo A2:		
vstupní hodnoty	výpočet	výsledek
Výpočet ohybového momentu v místě A2:		
$F_P=546 \text{ N}$	$M_{OyA2} = F_P \cdot 85 = 546 \cdot 85 = 46\,410 \text{ N} \cdot \text{mm}$	$M_{OyA2}=46\,410 \text{ Nmm}$
$F_C=182 \text{ N}$	$M_{OxA2} = F_C \cdot 185 = 182 \cdot 85 = 15\,470 \text{ N} \cdot \text{mm}$	$M_{OxA2}=15\,470 \text{ Nmm}$
$M_{OyA2}=46\,410 \text{ Nmm}$ $M_{OxA2}=15\,470 \text{ Nmm}$	$M_{OA2} = \sqrt{M_{OxA2}^2 + M_{OyA2}^2} = \sqrt{15\,470^2 + 46\,410^2} = 48\,920 \text{ N} \cdot \text{mm}$	$M_{OA2}=48\,920 \text{ Nmm}$

Normálové napětí v místě A2:

Vliv normálové síly N v místě A2 můžeme zanedbat.

$d_{A2}=52 \text{ mm}^2$ $M_{OA2}=48\,920 \text{ Nmm}$	$s_{A2} = \frac{M_{OA2}}{W_{OA2}} = \frac{32 \cdot M_{OA2}}{p \cdot d_{A2}^3} = \frac{32 \cdot 48920}{p \cdot 52^3} = 3,54 \text{ MPa}$	$\sigma_{A2}=3,54 \text{ MPa}$
---	---	--------------------------------

Tečné napětí v místě A2:

Vliv posouvající síly T můžeme zanedbat, takže v místě A2 působí pouze M_K

$M_K=31\,850 \text{ Nmm}$ $d_{A1}=52 \text{ mm}$	$t_{A2} = \frac{M_K}{W_{KA2}} = \frac{16 \cdot M_K}{p \cdot d_{A2}^3} = \frac{16 \cdot 31850}{p \cdot 52^3} = 1,15 \text{ MPa}$	$\tau_{A2}=1,15 \text{ MPa}$
---	---	------------------------------

Redukované napětí v místě A2:

Výpočet podle podmínky plasticity HMH.

$\sigma_{A2}=3,54 \text{ MPa}$ $\tau_{A2}=1,15 \text{ MPa}$	$s_{redA2} = \sqrt{s_{A2}^3 + 3 \cdot t_{A2}^3} = \sqrt{3,54^3 + 3 \cdot 1,15^3} = 4,1 \text{ MPa}$	$\sigma_{redA2}=4,1 \text{ MPa}$
--	---	----------------------------------

Bezpečnost v místě A1:

Hřídel je vyroben z materiálu 12 060.9 $\rightarrow R_e=425 \text{ MPa}$, $R_m=770 \text{ MPa}$

$\sigma_{redA2}=4,1 \text{ MPa}$ $R_e=425 \text{ MPa}$	$k_{A2} = \frac{R_e}{s_{redA2}} = \frac{425}{4,1} = 103$	$k_{A2}=103$
---	--	--------------

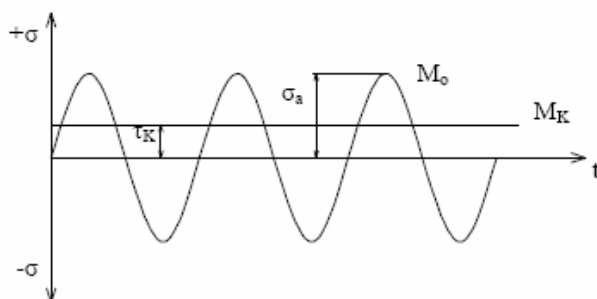
Hodnoty bezpečností při statickém zatěžování jsou dosti vysoké.

V následující části provedu výpočet bezpečnosti vůči meznímu stavu únavového porušení.

5.4.3 Mezní stav únavového porušení

Postup výpočtu řešen podle řešení v předmětu části a mechanismy strojů.

Rozbor zatížení:

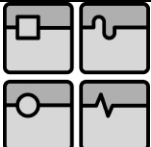


Obrázek 5.4-3: Rozbor zatížení

Jedná se o kombinované zatěžování ohybem za rotace a krutem.

Nebezpečné místo A1:

vstupní hodnoty	výpočet	výsledek
Mez únavy reálné součásti: Nejdříve je třeba zjistit mez únavy reálné součásti vzhledem k mezi únavy vzorku používaného při zkouškách. Výpočet proveden pomocí Marinovy rovnice.		
$S_C^* = \frac{k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f}{b} \cdot S_C$		
Mez únavy vzorku $S_C = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 770 = 388 \text{ MPa}$		
Nejdříve z tabulek zjistím hodnoty jednotlivých součinitelů vystihujících vliv vrubů, rozměrů, povrchových vlastností součásti, provozních podmínek a dalších vlivů.		
<u>Hodnoty jednotlivých koeficientů:</u> k _a ...součinitel povrchu $k_a = a \cdot R_m^b = 4,51 \cdot 600^{-0,265} = 0,741$ Hodnoty a=4,51 a b=-0,265 voleny pro obrábění		
k _b ...součinitel velikosti d _{A1} =55 mm $k_b = 1,51 \cdot d_{A2}^{-0,157} = 1,51 \cdot 55^{-0,157} = 0,8$		
k _c ...součinitel zatížení k _c =0,577 (ohyb+krut)		
k _d ...součinitel provozní teploty k _d =1,01 pro 40°C		
k _e ...součinitel pravděpodobnosti přežití k _e =0,897 pro 90%		
k _f ...součinitel dalších vlivů k _f =1 žádné další vlivy		
β...součinitel vrubu Pro výpočet použiji Heywoodův vztah a součinitel vrubu α		
$b = \frac{a}{1 + \frac{2 \cdot (a-1) \cdot \sqrt{a}}{a \cdot \sqrt{r}}} = \frac{2,6}{1 + \frac{2 \cdot (2,6-1) \cdot \sqrt{0,05}}{2,6 \cdot \sqrt{0,8}}} = 1,99$		
α=2,6 dle tabulek $a = \left(\frac{139}{R_m} \right)^2 = \left(\frac{139}{600} \right)^2 = 0,05$		

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 37
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$S_c^* = \frac{k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f}{b} \cdot S_c = \frac{0,741 \cdot 0,8 \cdot 0,577 \cdot 1,01 \cdot 0,897 \cdot 1}{1,99} \cdot 388 = 60,4 MPa$		
Amplituda napětí od ohybu a krutu v místě A1:		
$\sigma_{A1}=3,8 MPa$	$S_{aA1} = S_{A1} = 3,8 MPa$	$\sigma_{aA1}=3,8 MPa$
$\tau_{A1}=0,98 MPa$	$t_{aA1} = t_{A1} = 0,98 MPa$	$\tau_{aA1}=0,98 MPa$
Bezpečnost:		
$\sigma_C^*=60,4 MPa$ $\sigma_{aA1}=3,8 MPa$	$k_{sA1} = \frac{S_c^*}{S_a} = \frac{60,4}{3,8} = 15,9$	$k_{\sigma A1} = 15,9$
$\sigma_C^*=60,4 MPa$ $\tau_{aA1}=0,98 MPa$	$k_{tA1} = \frac{S_c^*}{t_{aA1}} = \frac{60,4}{0,98} = 61,6$	$k_{\tau A1} = 61,6$
$k_{\sigma A1} = 15,9$ $k_{\tau A1} = 61,6$	$k_{CA1} = \frac{k_{sA1} \cdot k_{tA1}}{\sqrt{k_{sA1}^2 + k_{tA1}^2}} = \frac{15,9 \cdot 61,6}{\sqrt{15,9^2 + 61,6^2}} = 15,4$	$k_{CA1} = 15,4$
<u>Nebezpečné místo A2:</u>		
vstupní hodnoty	výpočet	výsledek
Mez únavy reálné součástí:		
$S_c^* = \frac{k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f}{b} \cdot S_c$		
Mez únavy vzorku $S_c = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 770 = 388 MPa$		
<u>Hodnoty jednotlivých koeficientů:</u> k_a ...součinitel povrchu $k_a = a \cdot R_m^b = 4,51 \cdot 600^{-0,265} = 0,741$ Hodnoty a=4,51 a b=-0,265 voleny pro obrábění		
k_b ...součinitel velikosti $d_{A1}=52 mm$ $k_b = 1,51 \cdot d_{A2}^{-0,157} = 1,51 \cdot 52^{-0,157} = 0,81$		

k_c ...součinitel zatížení

$k_c=0,577$ (ohyb+krut)

k_d ...součinitel provozní teploty

$k_d=1,01$ pro 40°C

k_e ...součinitel pravděpodobnosti přežití

$k_e=0,897$ pro 90%

k_f ...součinitel dalších vlivů

$k_f=1$ žádné další vlivy

β ...součinitel vrubu

Pro výpočet použijí Heywoodův vztah a součinitel vrubu α

$$b = \frac{a}{1 + \frac{2 \cdot (a-1)}{a} \cdot \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{2,4}{1 + \frac{2 \cdot (2,4-1)}{2,4} \cdot \frac{\sqrt{0,05}}{\sqrt{0,5}}} = 1,75$$

$\alpha=2,4$ dle tabulek

$$a = \left(\frac{139}{R_m} \right)^2 = \left(\frac{139}{600} \right)^2 = 0,05$$

$$S_C^* = \frac{k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f}{b} \cdot S_C = \frac{0,741 \cdot 0,81 \cdot 0,577 \cdot 1,01 \cdot 0,897 \cdot 1}{1,75} \cdot 388 = 69,5 \text{ MPa}$$

Amplituda napětí od ohybu a krutu v místě A2:

$\sigma_{A2}=3,54 \text{ MPa}$	$S_{aA2} = S_{A2} = 3,54 \text{ MPa}$	$\sigma_{aA2}=3,54 \text{ MPa}$
$\tau_{A2}=1,15 \text{ MPa}$	$t_{aA2} = t_{A2} = 1,15 \text{ MPa}$	$\tau_{aA2}=1,15 \text{ MPa}$

Bezpečnost:

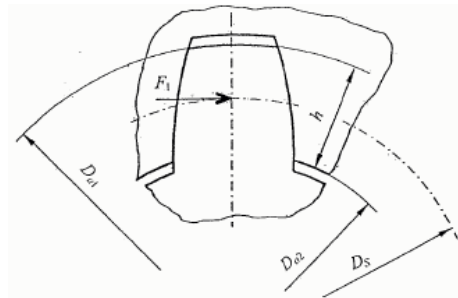
$\sigma_C^*=69,5 \text{ MPa}$ $\sigma_{aA2}=3,54 \text{ MPa}$	$k_{sA2} = \frac{S_C^*}{S_{aA2}} = \frac{69,5}{3,54} = 19,6$	$k_{\sigma A2}= 19,6$
$\sigma_C^*=69,5 \text{ MPa}$ $\tau_{aA2}=1,15 \text{ MPa}$	$k_{tA2} = \frac{S_C^*}{t_{aA2}} = \frac{69,5}{1,15} = 60,4$	$k_{\tau A2}= 60,4$
$k_{\sigma A2}= 19,6$ $k_{\tau A2}= 60,4$	$k_{CA2} = \frac{k_{sA2} \cdot k_{tA2}}{\sqrt{k_{sA2}^2 + k_{tA2}^2}} = \frac{19,6 \cdot 60,4}{\sqrt{19,6^2 + 60,4^2}} = 18,6$	$k_{CA2}= 18,6$

Hodnoty bezpečnosti v obou nebezpečných místech jsou dostatečně velké.

5.5 Kontrola evolventního drážkování

Výkon od motoru na vřeteno je přenášen evolventním drážkováním. Drážkování je navrženo firmou FOTEC GmbH a je primárně určeno k přenosu výkonu pro frézování. Proto je předpoklad, že drážkování přenesení výkon s velkou bezpečností.

Evolventní drážkování DIN 5480-W50x1,25x30x38x8f, kaleno na HRC 56+2 → $p_D=120$ MPa



Obrázek 5.5-1: Evolventní drážkování

Kontrola dle ČSN 01 4952

vstupní hodnoty	výpočet	výsledek
Střední průměr drážkování:		
$D_{a1}=49,75$ mm $D_{a2}=47,5$ mm	$D_s = \frac{D_{a1} + D_{a2}}{2} = \frac{49,75 + 47,5}{2} = 48,625$	$D_s=48,625$ mm
Síla působící na jeden zub:		
Předpoklad, že pouze polovina zubů přenáší M_K		
$D_s=48,625$ mm $z=38$ $M_K=$ $31\ 850$ Nmm	$F_1 = \frac{2 \cdot M_K}{0,5 \cdot z \cdot D_s} = \frac{2 \cdot 31850}{0,5 \cdot 38 \cdot 48,625} = 68,9N$	$F_1=68,9$ N
Kontrola tlaku na boku zubu:		
Vycházíme z podmínky $p_1 \leq p_D$		
$F_1=68,9$ N $D_{a1}=49,75$ mm $D_{a2}=47,5$ mm $l=46$ mm $p_D=120$ MPa	$p_1 = \frac{2 \cdot F_1}{(D_{a1} - D_{a2}) \cdot l} = \frac{2 \cdot 68,9}{(49,75 - 47,5) \cdot 46} = 1,33MPa$ $1,33 \leq 120 \rightarrow p_1 \leq p_D \rightarrow \text{vyhovuje}$	$p_1 \leq 1,33$ MPa $p_1 \leq p_D$

Evolventní drážkování podle předpokladu vyhovuje s velkou bezpečností. Přáním firmy ČKD Blansko bylo toto evolventní drážkování zachovat, proto je na vřetenu ponecháno.

5.6 Pohon vřetena

Pro pohon vřetena je použit motor, který byl primárně navržen a používán při operaci frézování. Za motorem je umístěna planetová převodovka, která pohání dutý hřídel, na jehož konci je již samotné upínání pro rotační nástroje. Celý tento systém byl navržen na zakázku pro ČKD Blansko.

Motor je od firmy SIEMENS, typové označení **1FE1116-6WR11**.

Jedná se o vestavěný synchronní motor, jehož rotor je pevně upevněn na hřídeli. Regulace otáček a výkonu je prováděna měničem frekvence[16].

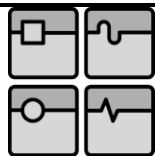
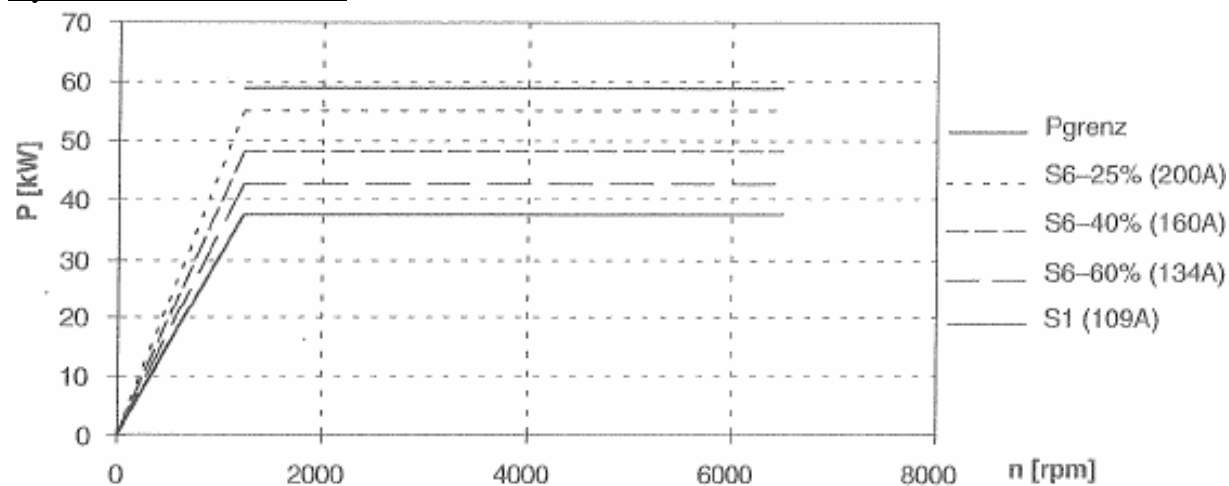


Obrázek 5.6-1: Motor 1FE1116-6WR1

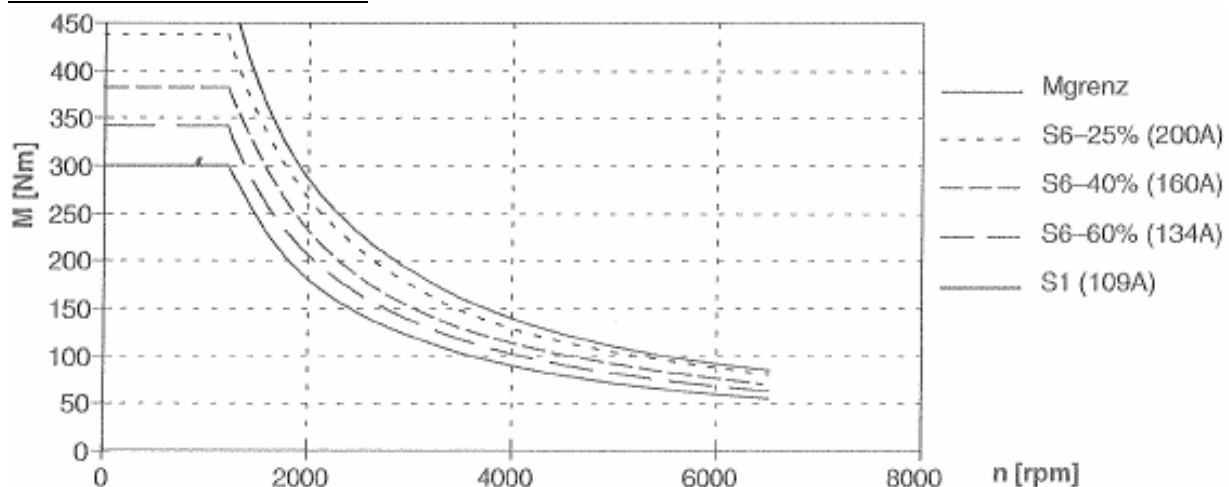
Základní charakteristiky motoru 1FE1116-6WR11:

jmenovitý výkon	P_N	kW	37,7
jmenovité otáčky	n_N	min^{-1}	1200
jmenovitý moment	M_N	Nm	300
jmenovitý proud	I_N	A	109
maximální otáčky	n_{\max}	min^{-1}	6500
maximální proud	I_{\max}	A	218
moment setrvačnosti	J_{mot}	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	

tabulka 5.6-1: Charakteristické hodnoty pohonu

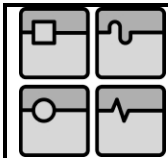
Výkonová charakteristika:

Obrázek 5.6-2: Výkonová charakteristika motoru

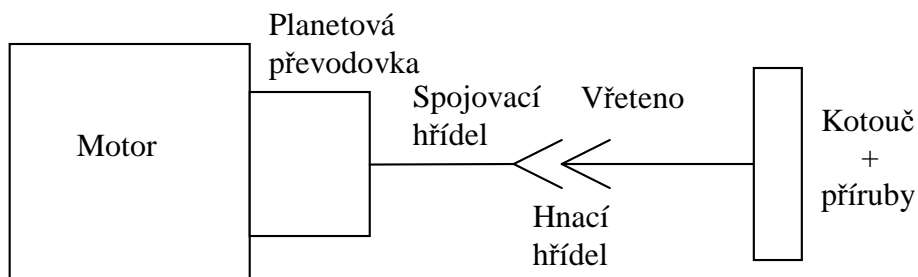
Momentová charakteristika:

Obrázek 5.6-3: Momentová charakteristika motoru

Vzhledem k jmenovitým otáčkám motoru $n_N=1200 \text{ min}^{-1}$ a požadovaným otáčkám vřetena $n_{vI}=1500$, resp. 3000 min^{-1} se v diagramu pohybujeme v oblasti konstantního výkonu.



5.6.1 Rozběh soustavy



Obrázek 5.6-4: Schéma soustavy

Nejdříve je třeba zjistit momenty setrvačnosti jednotlivých komponent sestavy.

Hodnoty momentů setrvačnosti jsou vygenerovány v programu Inventor, hodnoty setrvačností rotoru a převodovky jsou z katalogů výrobců.

$$J_{\text{mot}}=0,128 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

moment setrvačnosti rotoru pohonu

$$J_{\text{p}}=0,007602 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

moment setrvačnosti planetové převodovky

$$J_{\text{S}}=0,043 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

moment setrvačnosti spojovacího hřídele

$$J_{\text{vř}}=0,004491 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

moment setrvačnosti vřetena

$$J_{\text{hř}}=0,00233 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

moment setrvačnosti hnacího hřídele

$$J_{\text{n}}=0,08447 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

celkový moment setrvačnosti kotouče a upínacích přírub

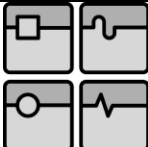
vstupní hodnoty	výpočet	výsledek
Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:		
Všechny komponenty jsou umístěny tak, že moment setrvačnosti není třeba nijak redukovat.		
$J_{\text{mot}}=0,128 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $J_{\text{p}}=0,007602 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $J_{\text{vř}}=0,00449 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $J_{\text{hř}}=0,00233 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $J_{\text{n}}=0,08447 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $J_{\text{S}}=0,043 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	$J_{\text{rhm}} = J_{\text{mot}} + J_{\text{p}} + J_{\text{S}} + J_{\text{vř}} + J_{\text{hř}} + J_{\text{n}} =$ $= 0,128 + 0,007602 + 0,047 + 0,00449 + 0,00233 +$ $+ 0,08447 = 0,189 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	$J_{\text{rhm}}=0,189 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

Jmenovité otáčky motoru jsou $n_N=1200 \text{ min}^{-1}$. Těmito otáčkami jsou momentové a výkonová charakteristika rozděleny na dvě části o $M_m=\text{konst}$ a $P_m=\text{konst}$.

Rozběh soustavy je počítán pro použitý kotouč o průměru 350 mm. Proto jsou maximální otáčky 1500 min^{-1} .

Oblast do $n=1200 \text{ min}^{-1}$, tj. $M_M=\text{konst}$.

$$M_M=39,8 \text{ Nm}$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 43
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

vstupní hodnoty	výpočet	výsledek
Doba rozběhu v úseku 1:		
$J_{rhm}=0,189 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ $M_m=39,8 \text{ Nm}$ $n_N=20 \text{ s}^{-1}$	$t_{r1} = \frac{J_{rhm} \cdot 2 \cdot p \cdot n_N}{M_M} = \frac{0,189 \cdot 2 \cdot p \cdot 20}{39,8} = 0,6$	$t_{r1}=0,6 \text{ s}$

Oblast mezi $n=1200 \text{ min}^{-1}$ až $n=1500 \text{ min}^{-1}$, tj. $P_M=\text{kosnt.}$

$P_m=5 \text{ kW}$

vstupní hodnoty	výpočet	výsledek
Doba rozběhu v úseku 2:		
$P=5000 \text{ W}$ $n_N=1200 \text{ min}^{-1}$ $n_{\max}=1500 \text{ min}^{-1}$ $J_{rhm}=0,189 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	$M = \frac{P}{2 \cdot p \cdot n} \dots (1)$ $M = J_{rhm} \cdot 2 \cdot p \cdot \frac{dn}{dt} \dots (2)$ $(1) + (2)$ $\frac{P}{2 \cdot p \cdot n} = J_{rhm} \cdot 2 \cdot p \cdot \frac{dn}{dt}$ $dt = \frac{4 \cdot p^2 \cdot n \cdot J_{rhm}}{P} \cdot dn$ $t_{r2} = \frac{4 \cdot p^2 \cdot J_{rhm}}{P} \cdot \int_{n_j}^{n_{\max}} n \cdot dn = \frac{4 \cdot p^2 \cdot J_{rhm}}{P} \cdot \left[\frac{n^2}{2} \right]_{n_j}^{n_{\max}}$ $t_{r2} = \frac{4 \cdot p^2 \cdot J_{rhm}}{P} \cdot \left[\frac{n_{\max}^2}{2} - \frac{n_j^2}{2} \right] =$ $t_{r2} = \frac{4 \cdot p^2 \cdot 0,189}{5000} \cdot \left[\frac{25^2}{2} - \frac{20^2}{2} \right] = 0,17 \text{ s}$	$t_{r2}=0,17 \text{ s}$

Celková doba rozběhu

vstupní hodnoty	výpočet	výsledek
Celková doba rozběhu z 0 na 1500 min^{-1}:		
$t_{r1}=0,6 \text{ s}$ $t_{r2}=0,17 \text{ s}$	$t_r = t_{r1} + t_{r2} = 0,6 + 0,17 = 0,77 \text{ s}$	$t_r=0,77 \text{ s}$

6 Konstrukce jednotlivých uzlů

6.1 Požadavky na vřetena

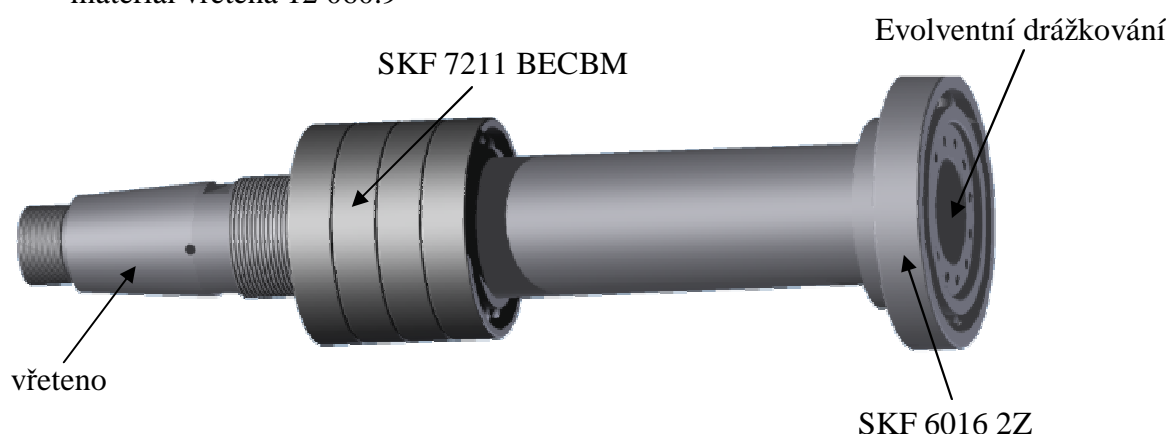
„Účelem vřetena je zaručit obrobku (u soustruhu) nebo nástroji (frézka, vrtačka, bruska) přesný otáčivý pohyb, tj. takový, při němž dráhy jednotlivých bodů obrobků nebo nástroje se liší od kružnice jen v přípustných mezích. Funkce vřetena je shodná s funkcí kruhového vedení a vřeteno se od něho liší jen tvarem a konstrukčním provedením“ citace z literatury [1].

Požadavky:[1]

- 1) Přesnost chodu – určena velikostí radiálního a axiálního házení, dovolené odchylky jsou závislé na druhu stroje a požadované přesnosti výroby
- 2) Dokonalé uložení – vřeteno nesmí měnit polohu v prostoru, mění-li se velikost, směr nebo smysl jeho zatížení
- 3) Dokonalé vedení – nutno zajistit dlouhodobou přesnost a možnost vymezení vůlí vzniklých opotřebením
- 4) Vysoká účinnost uložení – zajistit co nejmenší vznikající ztráty, neboť ty způsobují oteplování a teplotní dilatace, které mají vliv na přesnost chodu vřetena
- 5) Tuhost – vřeteno musí být velmi tuhé, neboť jeho deformace mají přímý vliv na přesnost výroby stroje
- 6) Dynamická stabilita – odolnost proti chvění a schopnost chvění utlumit, má významný vliv zvláště na kvalitu povrchu obrobené plochy

6.2 Vřeteno a jeho uložení

- vřeteno je uloženo v kuličkových ložiskách firmy SKF
- ložiska plněna tuhým mazivem od firmy SKF LGHP2
- přenos výkonu přes evolventní drážkování
- materiál vřetena 12 060.9

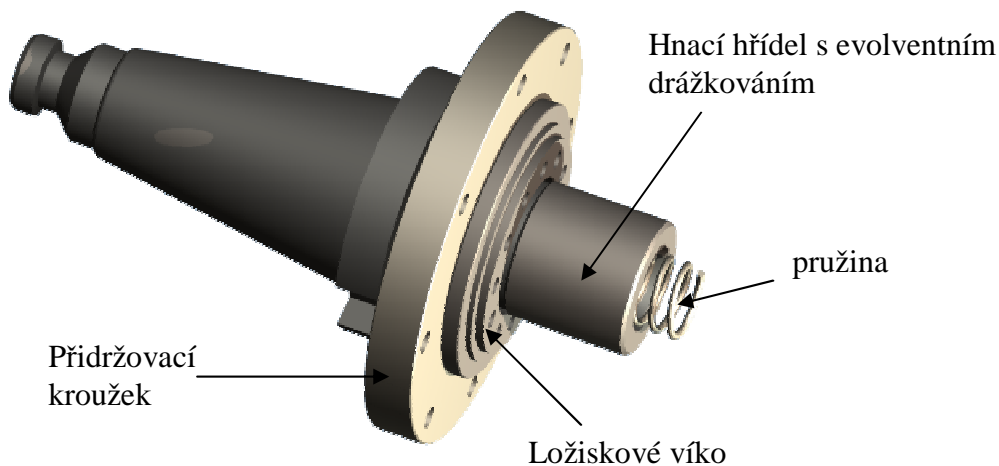


Obrázek 6.2-1: Vřeteno

Vřeteno zaručuje nástroji (brousicímu kotouči) přesný otáčivý pohyb v daných tolerancích. U broušení jsou tyto tolerance velmi malé, proto je vřeteno a jeho uložení navrženo s velkou bezpečností a tuhostí.

6.3 Mechanismus pro přenos výkonu

- mechanismus navržen na zakázku pro ČKD Blansko firmou FOTEC GmbH
- plní funkci jak přenosu momentu tak i pojistnou



Obrázek 6.3-1: Pojistný mechanismus

- materiál hnacího hřídele 16 220.4
- materiály ložiskového víka a přidržovacího kroužku 11 523.0
- materiál pružiny 11 373.0

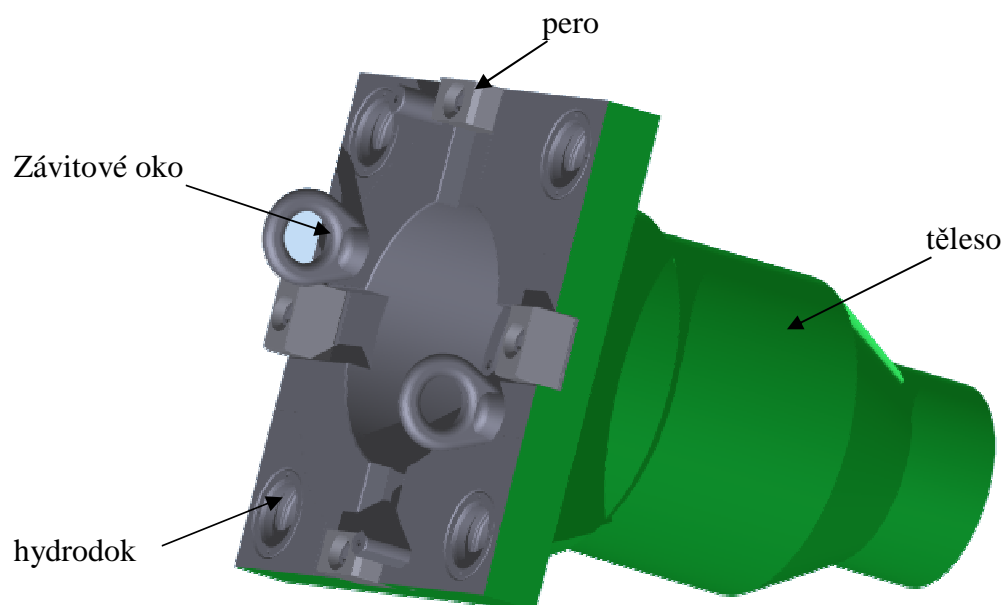
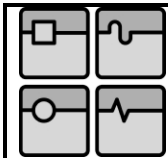
Kužel je dotažen pomocí kleštiny do upínacího systému smykadla. Tím je zajištěn přenos výkonu od motoru. Ložiskové víko je přišroubováno k vřetenu a koná spolu s ním rotační pohyb. Přidržovací kroužek je přes domek pro radiální ložisko pevně spojen s tělesem vřetena. Při odpojení broušící jednotky od smykadla je pružinou kužel vytlačen a dvě drážky přesně zapadnou do dvou zubů na horním kroužku. Tím je zpevněna poloha mechanismu a zabránění jeho volnému pootočení. Prostor je částečně utěsněn pomocí labyrintu mezi oběma kroužky. Přenos momentu na vřeteno je proveden pomocí evolventního drážkování na hnacím hřídeli.

6.4 Těleso broušící jednotky

- tubus vřetena vyroben z ocelolitiny
- opatřen hydrodoky, vodícími čepy a oky pro snadnější manipulaci
- materiál tělesa ocelolitina 42 2712

Připojení ke smykadlu je zajištěno pomocí čtyř hydrodoků. Tento systém byl řešen firmou BERG Spanntechnik. Vodicí čepy vymezují přesnou polohu vůči smykadlu. Pro zajištění proti pootočení je jednotka osazena čtyřmi ocelovými pery. Pro snadnější manipulaci jsou zde instalována závitová oka.

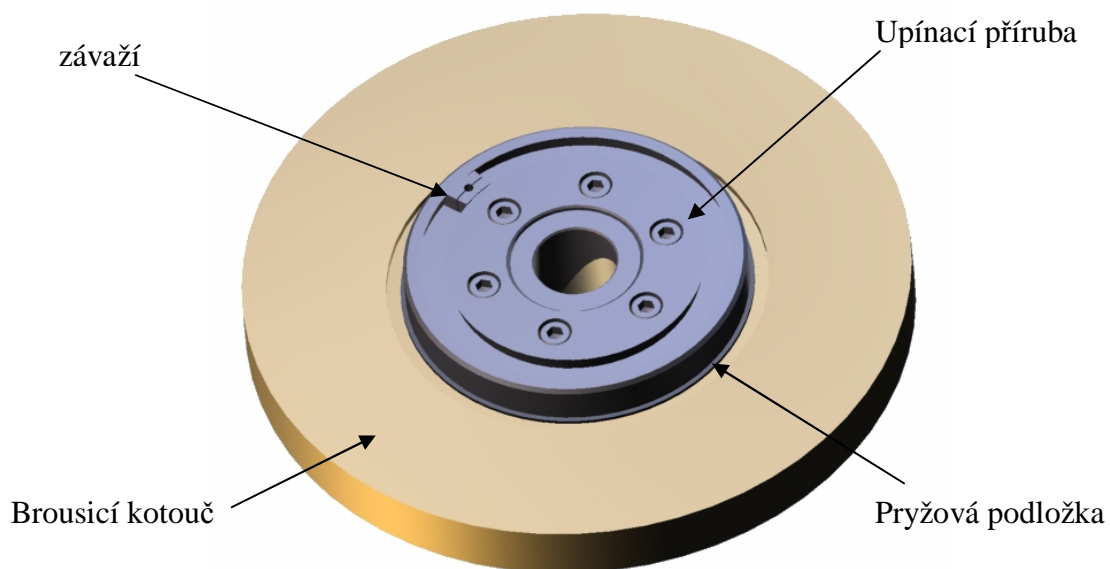
Těleso je natřeno barvou dle specifikace nátěrů.



Obrázek 6.4-1: Těleso brousicí jednotky

6.5 Upevnění kotouče

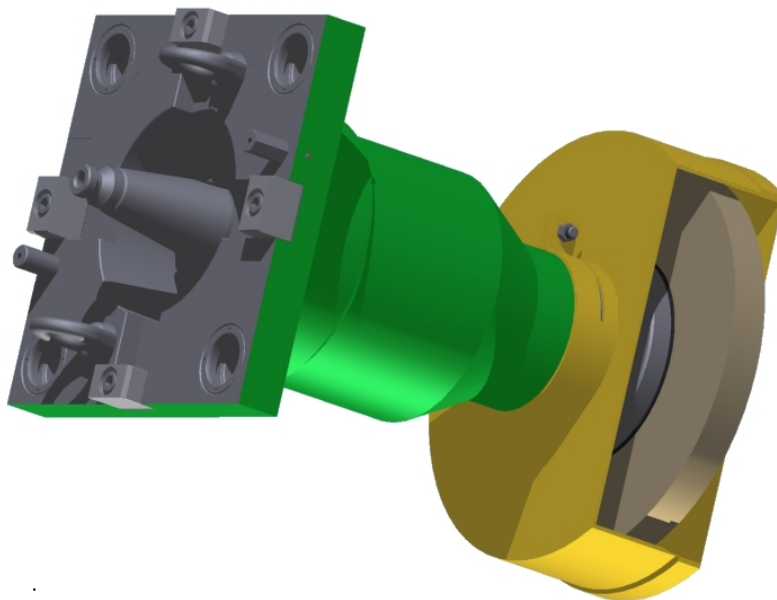
- upevnění ve dvou přírubách
- materiál přírub 11 500.9, 11 500.0
- materiál závaží 11 523.1



Obrázek 6.5-1: Upnutí kotouče

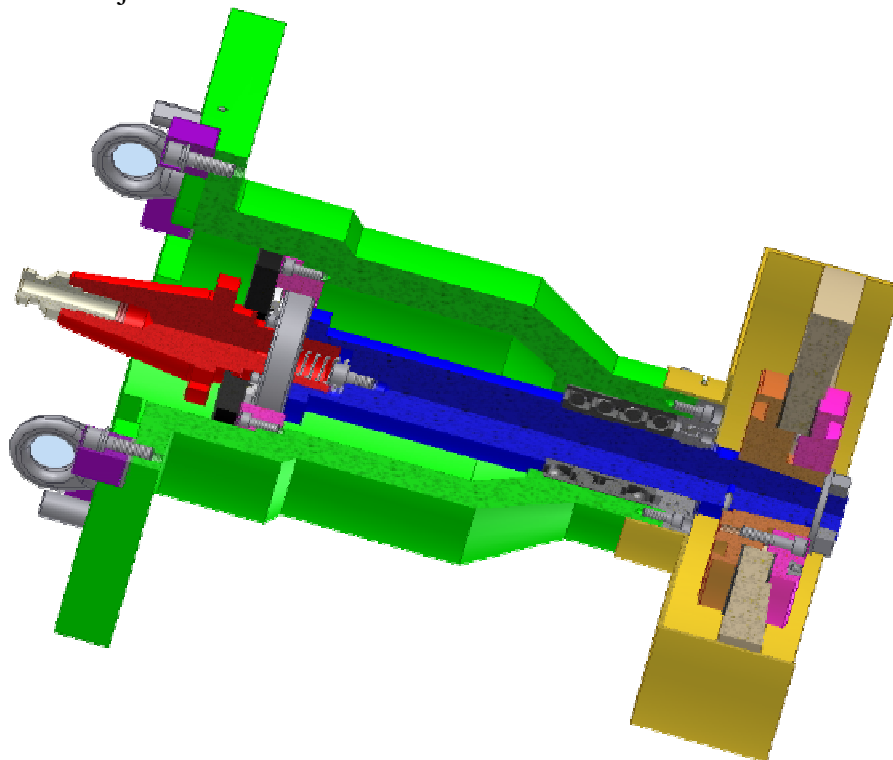
Brousicí kotouč je upevněn mezi dvěma přírubami. Nerovnoměrnost brousicího kotouče je vykompenzována pryžovými vložkami. Celá soustava je staticky vyvažována mimo stroj a následně nasazena na vřeteno. Přenos rotačního pohybu je pomocí svěrného spoje.

6.6 Model brousicí jednotky

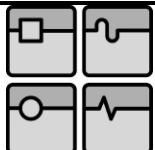


Obrázek 6.6-1: Model brousicí jednotky

Částečný řez brousicí jednotkou



Obrázek 6.6-2: Model jednotky v částečném řezu

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 48
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

7 Tribotechnika uzlů

7.1 Mazání ložisek

Pro všechna ložiska použijí tukové mazání z důvodu možnosti bezúdržbového dlouhodobého provozu. Navíc odpadá nutnost přílišného těsnění brousicí jednotky.

K mazání použijí tuhé mazivo od firmy SKF s označením **LGHP 2**.

Jedná se o tuhé mazivo s minerální základní olejovou složkou a zahušťovadlem na bázi polymočoviny. Mazivo je použitelné pro všechny druhy kuličkových ložisek. Může pracovat v široké škále teplot od -40°C do 150°C od středních až po vysoké rychlosti. Dále je vhodné i pro vertikálně umístěné hřídele.

Mazivo je slučitelné s běžnými plastickými mazivy na bázi polymočoviny a s plastickými mazivy s lithným komplexním zahušťovadlem.[15]

7.2 Chlazení řezného procesu

Pro chlazení při procesu broušení na svislém soustruhu je potřeba značné množství řezné emulze. Potřebný průtok se pohybuje až ke 100 l/min. Toto množství nelze vyřešit přívodem skrz brousicí jednotku. Proto bude k chlazení a mazání řezného procesu využita externí nádrž s emulzí. Toto řešení je v ČKD Blansko již zpracováno, proto se jím nebudu v diplomové práci zabývat.

8 Technicko-ekonomické zhodnocení

Brousicí jednotka se skládá z mnoha součástí normalizovaných, tak i vlastní výroby. Ceny jednotlivých komponent se mi nepodařilo od jednotlivých výrobců zjistit.

Do celkové ceny brousicí jednotky výrazně vstupuje především výroba odlitku tělesa. Toto těleso by bylo nejspíše vyrobeno ve firmě DSB Euro, s.r.o., která byla v minulosti součástí ČKD Blansko a leží v jejím sousedství.

Další důležitou součástí jsou ložiska s jejich plastickou náplní od firmy SKF.

Součásti upínacího a pojistného mechanismu jsou pro ČKD Blansko projektovány na zakázku od německé firmy FOTEC GmbH, jejich cenu si však firma nepřeje zveřejnit.

Další na objednávku dodávanou součástí jsou jednotlivé brousicí kotouče.

Normalizované komponenty jsou firmě ČKD Blansko dodávány různými dodavateli za smluvené ceny.

Ostatní nenormalizované komponenty, jako včetně, upínací příruby, rozpěrné kroužky a nenormalizované matice apod., jsou vyráběny vlastními prostředky firmy ČKD Blansko. Jejich konečná cena závisí na různých faktorech jako cena energie, náklady na obsluhu a seřízení a údržbu stroje, ceny polotovarů a nástrojů apod.

Po konzultaci s Ing. Pavlem Kukletou byly zjištěny orientační ceny pro přímou brousicí jednotku:

Nabídková cena za přímou brousicí jednotku od výrobce (SRN) je to přibližně 33 000 EUR + 12 000 EUR na zpracování konstrukční dokumentace. Tj. při aktuální kurzu asi 25 Kč / 1 EUR dohromady cca. 1 125 000 Kč.

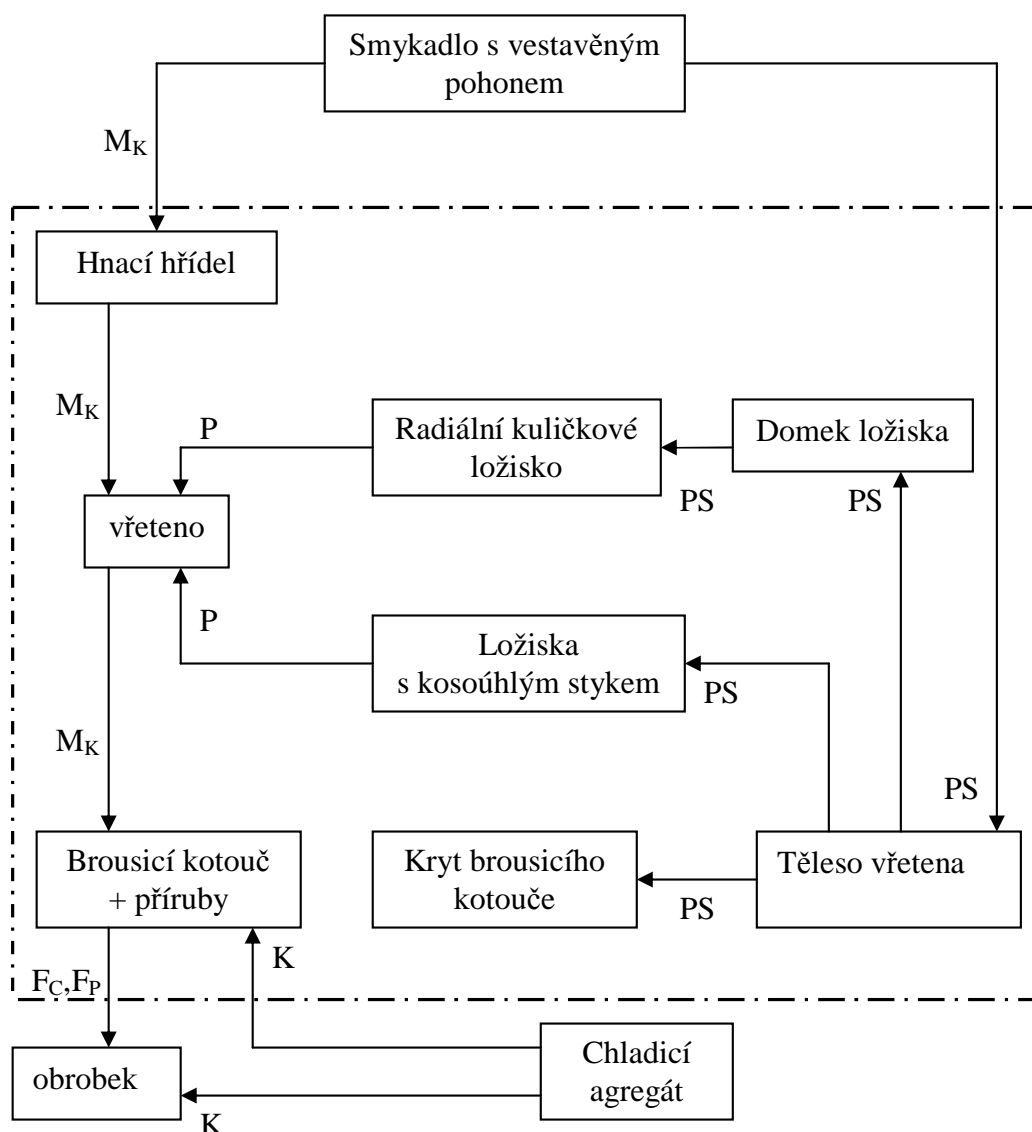
Předpokládaná výrobní cena pro přímou brousicí jednotku ve firmě ČKD Blansko, případně v kooperaci s dalšími firmami je 350 000 Kč.

Z uvedených hodnot vyplývá, že je pro firmu ČKD Blansko výhodnější zkonstruování a výroba vlastní brousicí jednotky.

9 Analýza rizik

Na základě sestaveného blokového schématu jsou v dalším kroku dle ČSN EN ISO 12100-1 stanovena možná nebezpečí spojená se strojem a vytipovány nebezpečné prostory stroje.

Blokové schéma brousicí jednotky:



Obrázek 7.2-1: Blokové schéma brousicí jednotky

PS.....polohová pasivní vazba

P.....polohová vazba

M_K ...krouticí moment

Kchladicí kapalina

F_C, F_P ...řezná a pasivní síla

Formulář analýzy rizik umístěn v příloze.

10 Analýza shody, bezpečnost

10.1 Výtah z vládního nařízení

Výtah z NV 24/2003 Sb., Technické požadavky na strojní zařízení, týkající se brousicí jednotky pro svislý soustruh.

Následují citace ze sbírky zákonů č. 24/2003.

2. Konstrukce strojního zařízení z hlediska manipulace

Strojní zařízení nebo každá z jeho částí musí

- a) umožňovat bezpečnou manipulaci
- b) být zabaleny nebo upraveny tak, že je lze bezpečně skladovat bez poškození

Pokud hmotnost, rozměry nebo tvar strojního zařízení nebo jeho různých součástí neumožňují ruční manipulaci, strojní zařízení nebo každá z jeho částí musí

- a) být vybaveny příslušenstvím pro připojení ke zdvihacímu zařízení
- b) být provedeny tak, aby mohly být tímto příslušenstvím vybaveny (například otvory se závitem) nebo
- c) mít takový tvar, aby je bylo možné snadno připojit ke zdvihacímu zařízení

3. Ochrana před mechanickým nebezpečím

Strojní zařízení, jeho součásti a příslušenství musí být navrženy a vyrobeny tak, aby za předpokládaných provozních podmínek byly dostatečně stabilní bez rizika převrácení, pádu nebo nečekaného pohybu.

Různé části strojního zařízení a jejich spoje musí vydržet namáhání, kterým jsou vystaveny při použití předpokládaném výrobcem.

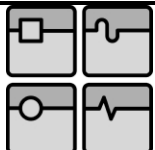
Trvanlivost použitých materiálů musí být přiměřená prostředí, v němž jsou podle předpokladu výrobce použity, zejména s ohledem na únavu materiálu, stárnutí, korozi a opotřebení.

Musí se učinit opatření, aby se zabránilo rizikům způsobeným padajícími nebo vymrštěnými předměty (obrobky, nástroje, třískami, odpadem)

Pohybující se části strojního zařízení musí být navrženy, vyrobeny a umístěny tak, aby se odstranilo nebezpečí, a tam, kde nebezpečí trvá, musí být umístěny ochranné kryty nebo ochranná zařízení, která zabrání každému riziku dotyku, který by mohl vést k úrazům.

4. Volba ochrany před riziky způsobenými pohybujícími se částmi

Ochranné kryty nebo ochranná zařízení používaná k ochraně před riziky spojenými s pohybujícími se částmi se musí volit podle druhu rizika.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 52
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Ochranné kryty nebo ochranná zařízení navržená pro ochranu ohrožených osob před riziky spojenými s pohyblivými se částmi podílejícími se na výrobní operaci (například řezné nástroje, pohyblivé se části lisů a válců, zpracovávané předměty) musí být instalovány

a) jako pevné kryty odpovídající požadavkům v odstavci 5.

5. Požadované vlastnosti ochranný krytů a ochranných zařízení

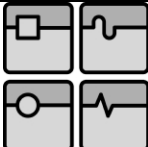
Ochranné kryty a zařízení

- musí mít pevnou konstrukci
- nesmějí způsobovat žádné další riziko
- nesmějí být navrženy tak, aby je bylo snadné obejít nebo je vyřadit z ochranné funkce
- musí být umístěny v bezpečné vzdálenosti od nebezpečného prostoru
- musí co nejméně bránit ve výhledu na výrobní proces
- pevné ochranné kryty musí pevně držet na svém místě
- musí být upevněny takovým způsobem, aby k jejich odstranění muselo být použito nářadí

10.2 Bezpečnost práce při broušení

Z hlediska bezpečnosti a ochrany zdraví při práci je proto třeba při broušicích operacích dodržovat tato základní pravidla:

- Pracovní obvodová rychlost kotouče nesmí překročit povolenou hodnotu. U stojanových brusek při nesterjné velkých kotoučích se počet otáček řídí podle kotouče většího průměru.
- K upínání broušicích kotoučů lze používat jen předepsaných přírub a podložek. Obě příruby musí mít stejný průměr.
- Před upnutím se musí kotouč pečlivě prohlédnout, zda nemá trhlinky. Jasný zvuk při lehkém poklepu je důkazem, že kotouč nebyl dopravou poškozen. Hodí se zvláště pro kotouče s keramickým pojivem.
- Broušící kotouč musí jít nasunout volně na hřídel - bez násilí.
- Šrouby nebo matice upínacích přírub se musí přitahovat rovnoměrně, bez násilí.
- Broušící stroje musí být opatřeny ochranným krytem, stolní a stojanové brusky též stavitelnou podpěrkou.
- Vůle mezi podpěrkou a broušícím kotoučem se musí rovnat nejvíce polovině šířky broušeného materiálu, maximálně však 3 mm.
- Před broušením je nutné nově upnutý kotouč vyzkoušet při chodu naprázdno, při pracovních otáčkách (nejméně po dobu 5 minut). Ochranný kryt i pracovní prostor brusky musí být přitom uzavřený. Při této zkoušce musí obsluhující pracovník stát mimo rovinu rotace kotouče.
- Broušící kotouče je dovoleno orovnávat jen zvláště k tomu určenými orovnávacími nástroji.
- Při broušení i orovnávání broušicích kotoučů je nutné používat ochranné brýle.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 53
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

11 Závěr

Cílem této diplomové práce je zpracovat konstrukční návrh brousicí jednotky pro svislý soustruh SKD 40/47 D firmy ČKD Blansko. Touto jednotkou jsou rozšířeny pracovní možnosti svislého soustruhu o možnost práce v režimu broušení. Jednotka je navržena pro přímý pohon od motoru umístěného ve smykadle stroje a určeného také pro frézovací operace. Tomu odpovídá i rozsah možných otáček motoru a jeho maximální výkon, který je 37 kW. Tento výkon však při broušení není využit. Vzhledem k menším potřebným silám se výkon motoru při broušení pohybuje do 5 kW. S tímto výkonem se také počítalo při výpočtech působících sil.

Koncepce brousicí jednotky se od předchozí varianty liší zejména způsobem náhonu. V současnosti využívaná jednotka obsahuje elektromotor přímo vestavěný na vřetenu s výkonem do 4,4 kW. Díky využití pohonu umístěného ve smykadle stroje odpadá nutnost externího přívodu energie k motoru v tělese vřetena. Zároveň je také využito upínání využívané u výměnných frézovacích hlav. Jde o využití hydrodoků a ocelových per. Tímto systémem upínání je opět dosaženo větší modularity koncepce stroje a to umožňuje vyjít maximálně vstříc požadavkům zákazníka.

Na brousicí jednotce může být alternativně použit miskovitý brousicí kotouč o průměru 350 mm, nebo talířový kotouč o průměru 200 mm. Všechny kotouče jsou dodávány společně s brousicí jednotkou.

Pro mazání ložisek je použito tuhé mazivo LGHP2 po konzultaci s výrobcem ložisek firmou SKF. Použití tuhého maziva prodlužuje životnost ložisek, což je jedna z nejdůležitějších komponent vřeteníků, při minimálních požadavcích na údržbu.

Při řešení využití systému automatického vyvažování brousicího kotouče se bohužel nepodařilo nalézt vhodný systém, využitelný u konstruované jednotky. Po konzultaci s firmou MARPOSS mi bylo jako alternativa k systému automatického vyvažování doporučen systém „Tool and process monitoring“. U tohoto systému se však nejedná o přímý zásah do procesu broušení, ale pouze o snímání vibrací. Při zjištění překročení nastavitelných prahových hodnot nám systém nahlásí havarijní stav, kterému se obsluha může regulací rychlostí posuvů vyhnout a omezit jeho negativní účinky. Při zjištění nevyváženosti kotouče pak můžeme kotouč znovu převážít mimo stroj.

Problémem při využití systému automatického vyvažování kotouče je středový náhon, který znemožňuje využití vyvažovacích hlav do vřetena. Přírubovou vyvažovací hlavu zase nemůžeme využít z důvodu použití různých druhů kotoučů.

12 Seznam použitých symbolů, obrázků a tabulek

12.1 Seznam použitých symbolů

Označení	Jednotka	Popis
C	kN	dynamická únosnost ložiska dána výrobcem
D_{a1}, D_{a2}	mm	hlavový průměr drážkování u hřídele, resp. náboje
D_s	mm	střední průměr drážkování
F_1	N	síla působící na jeden zub drážkování
F_{a1}	N	axiální síla působící na dvojici ložisek (1)
F_{a2}	N	axiální síla působící na dvojici ložisek (2)
F_{Ar}	N	celková radiální síla v bodě A
F_{Br}	N	celková radiální síla v bodě B
F_C	N	brousicí síla při broušení
F_f	N	posuvová síla při broušení
F_G	N	tíhová síla
F_p	N	pasivní síla při broušení
F_{pa}	N	síla předpětí v ložisku
F_{r1}	N	radiální síla působící na dvojici ložisek (1)
F_{r2}	N	radiální síla působící na dvojici ložisek (2)
F_{xA}	N	síla v bodě A ve směru osy x
F_{xB}	N	síla v bodě B ve směru osy x
F_{yA}	N	síla v bodě A ve směru osy y
F_{yB}	N	síla v bodě B ve směru osy y
F_z	N	síla ve směru osy z
$J_{hř}$	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	moment setrvačnosti hnacího hřídele
J_{mot}	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	moment setrvačnosti rotoru pohonu
J_n	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	moment setrvačnosti nástroje (kotouč + příruby)
J_p	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	moment setrvačnosti planetové převodovky
J_{rhm}	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru
$J_{vř}$	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	moment setrvačnosti vřetena
L_{10}	hod	hodinová trvanlivost uložení
$L_{10(1)}$	hod	hodinová trvanlivost dvojic ložisek (1)
$L_{10(2)}$	hod	hodinová trvanlivost dvojic ložisek (2)
M_k	Nm	krouticí moment
M_M	Nm	moment motoru

M_{OA}	Nm	ohybový moment v místě A
M_{OA1}, M_{OA2}	Nm	ohybový moment v místě A1, resp. A2
M_{Oy}, M_{Ox}	Nm	ohybový moment k ose y, resp. x
M_{OyA1}, M_{OxA1}	Nm	ohybový moment k ose y, resp. X v místě A1
M_{OyA2}, M_{OxA2}	Nm	ohybový moment k ose y, resp. X v místě A2
n_N	min^{-1}	jmenovité otáčky pohonu
P	kW	přenášený výkon
P_a	N	axiální síla v ložisku generovaná předpětím a radiální silou
P_B	N	ekvivalentní zatížení ložiska v místě B
P_M	kW	výkon motoru
P_{r1}	N	ekvivalentní dynamické zatížení na dvojici ložisek (1)
P_{r2}	N	ekvivalentní dynamické zatížení na dvojici ložisek (2)
R_e	MPa	mez kluzu
R_m	MPa	mez pevnosti
X	-	koeficient ložiska daný výrobcem
Y	-	koeficient ložiska daný výrobcem
W_O	mm^3	průřezový modul v ohybu
W_K	mm^3	průřezový modul v krutu
d_{A1}, d_{A2}	mm	průměr v místě A1, resp. A2
d_k	mm	průměr brusného kotouče
g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	tíhové zrychlení
k_{A1}, k_{A2}	-	bezpečnost v místě A1, resp. A2
k_{CA1}, k_{CA2}	-	celkové bezpečnost v místě A1, resp. A2
k_a	-	součinitel povrchu
k_b	-	součinitel velikosti
k_c	-	součinitel zatížení
k_d	-	součinitel provoní teploty
k_e	-	součinitel pravděpodobnosti přežití
k_f	-	součinitel dalších vlivů
$k_{\sigma A1}, k_{\sigma A2}$	-	bezpečnost normálového napětí v místě A1, resp. A2
$k_{\tau A1}, k_{\tau A2}$	-	bezpečnost tečného napětí v místě A1, resp. A2
l	mm	délka drážkového spoje
l_{A1}, l_{A2}	mm	vzdálenost působící síla v místě A1, resp. A2
m	kg	hmotnost

n_k	min^{-1}	otáčky brusného kotouče
p_1	MPa	tlak na boku zubu u drážkování
p_D	MPa	dovolený tlak
z	-	počet zubů evolventního drážkování
α	-	součinitel vrubu
α_1	°	kontaktní úhel ložiska
α_{A1}, α_{A2}	-	součinitel vrubu v místě A1, resp. A2
β	-	součinitel vrubu
σ_{A1}, σ_{A2}	MPa	normálové napětí v místě A1, resp. A2
$\sigma_{aA1}, \sigma_{aA2}$	MPa	amplituda napětí ohybu v místě A1, resp. A2
σ_C	MPa	mez únavy vzorku
σ_C^*	MPa	mez únavy reálné součásti
$\sigma_{redA1}, \sigma_{redA2}$	MPa	reduované napětí v místě A1, resp. A2
τ_{A1}, τ_{A2}	MPa	smykové napětí v místě A1, resp. A2
τ_{aA1}, τ_{aA2}	MPa	amplituda napětí krutu v místě A1, resp. A2
ω	s^{-1}	úhlová rychlost

tabulka 12.1-1: Seznam použitých symbolů

12.2 Seznam obrázků

Obrázek 1.1-1: Znak společnosti ČKD Blansko.....	11
Obrázek 1.2-1: Stroj SKD 40/47 D.....	12
Obrázek 2.1-1: Broušící jednotka (PietroCarnaghi)	14
Obrázek 2.2-1: základní druhy broušení.....	16
Obrázek 2.3-1: Princip vyvažování broušícího kotouče.....	17
Obrázek 2.3-2: Porovnání vyváženého a nevyváženého broušícího kotouče (Marposs.cz).....	18
Obrázek 2.3-3: Schéma systému automatického vyvažování.....	18
Obrázek 2.3-4: Vyvážený a nevyvážený broušící kotouč	19
Obrázek 2.3-5: Přírubová vyvažovací hlava (Schmitt).....	19
Obrázek 2.3-6: Vyvažovací hlava pro montáž do vřetena (Schmitt).....	20
Obrázek 2.3-7: Náčrt patentu	21
Obrázek 4.1-1: Současná verze broušící jednotky	23
Obrázek 5.2-1: Reakce na vřeteno.....	26
Obrázek 5.3-1: Schéma ložisek v podpoře A	29
Obrázek 5.3-2: Schéma ložiska v podpoře B.....	31
Obrázek 5.4-1: Průběhy VVÚ	32
Obrázek 5.4-2: Nebezpečná místa na vřetenu	32
Obrázek 5.4-3: Rozbor zatížení	35
Obrázek 5.5-1: Evolventní drážkování	39
Obrázek 5.6-1: Motor 1FE1116-6WR1	40
Obrázek 5.6-2: Výkonová charakteristika motoru.....	41
Obrázek 5.6-3: Momentová charakteristika motoru.....	41

Obrázek 5.6-4: Schéma soustavy	42
Obrázek 6.2-1: Vřeteno.....	44
Obrázek 6.3-1: Pojistný mechanismus.....	45
Obrázek 6.4-1: Těleso brousicí jednotky	46
Obrázek 6.5-1: Upnutí kotouče.....	46
Obrázek 6.6-1: Model brousicí jednotky	47
Obrázek 6.6-2: Model jednotky v částečném řezu	47
Obrázek 7.2-1: Blokové schéma brousicí jednotky	50

12.3 Seznam tabulek

tabulka 5.6-1: Charakteristické hodnoty pohonu	40
tabulka 12.1-1: Seznam použitých symbolů	56
tabulka 12.3-1: Seznam použitých norem.....	58

13 Seznam použitých norem

Výběr norem týkajících se daného řešení brousidí hlavy. Výběr neobsahuje normy týkající se spojovacích součástí a jejich příslušenství, jako jsou šrouby, matice podložky atd.[9]

Označení	Rok/měsíc základního dokumentu	Vydáno	Třídící znak	Upřesnění
Obráběcí stroje				
ČSN 20 0006	1992/0	1992-08	200006	Obráběcí stroje. Otáčky a posuvy. Jmenovité a mezní hodnoty.
ČSN 20 1524	1975/0	1993-03	201524	Obráběcí stroje na kovy. Příruby pro upínání brusných kotoučů.
ČSN 20 0065	1992/6	1992-06	200065	Obráběcí stroje na kovy. Metody měření a hodnocení mechanického kmitání. Mezní hodnoty kmitání.
ČSN ISO 2727	1992/1	1992-01	204490	Stavebnicové uzly pro stavbu obráběcích strojů. Hnací jednotky.
ČSN ISO 3590	1992/2	1993-02	204616	Stavebnicové uzly pro stavbu obráběcích strojů. Vřeteníky.
ČSN ISO 5170	1994/3	1994-03	200052	Obráběcí stroje. Mazací systémy.
Valivá ložiska				
ČSN ISO 281	1993/9	2003-10	024607	Valivá ložiska. Dynamická únosnost a trvanlivost.
ČSN 02 4615	1992/1	1993-01	024615	Valivá ložiska. Kuličková ložiska jednořadá s kosoúhlým stykem sdružená. Technické předpisy.
ČSN 02 4620	1994/12	1994-12	024620	Valivá ložiska. Uložení.
ČSN 02 4625	1994/10	1994-10	024625	Valivá ložiska. Úložné plochy pro montáž. Rozměry
ČSN 02 4645	1998/6	1998-06	024645	Valivá ložiska. Kuličková ložiska jednořadá s kosoúhlým stykem.
ČSN 02 4630	1998/0	1998-04	024630	Valivá ložiska. Kuličková ložiska jednořadá.
Ostatní:				
ČSN 01 4952	1978/0	1978-01	014952	Drážková spojení evolventní s úhlem profilu 30°. Jmenovité průměry, moduly a počty zubů.

tabulka 12.3-1: Seznam použitých norem

14 Seznam použité literatury a ostatních zdrojů

Literatura:

- [1] BRENÍK, PÍČ: *Obráběcí stroje: konstrukce a výpočty*, Praha, SNTL, 1982
- [2] FRISCHNERZ, PIEGLER, PRAGAČ: *Technologie zpracování kovů, odborné znalosti 2*, Praha, SNTL, 2001
- [3] MAREK J.: *Konstrukce CNC obráběcích strojů*, Praha, MM publishing, 2006
- [4] NV 24/2003 Sb.
- [5] HUMÁR A., *Technologie 1 – technologie obrábění 3.část*, VUT v Brně, interaktivní učební texty
- [6] LEINVEBER J.,ŘASA J.,VÁVRA P.: *Strojnické tabulky: třetí, doplněné vydání*, Praha, Scientia, 1999

Internetové zdroje:

- [7] ČKD Blansko – výroby svislých soustruhů [online][cit.6.2.2008] Dostupné z: www.ckdblansko.cz
- [8] MARPOSS – systém automatického vyvažování brousicího kotouče [online][cit. 12.3.2008] Dostupné z : www.marposs.com
- [9] SCHMITT – balancing systems [online][cit.12.3.2008] Dostupné z :] www.schmitt-ind.com
- [10] ČNI – český normalizační institut, technické normy [online][8.3.2008] Dostupné z: www.cni.cz
- [11] GPTO – evropské patenty [online][25.2.2008] Dostupné z:<www.depatisnet.de>
- [12] UPV – seznam českých patentů [online][24.2.2008] Dostupné z:<www.upv.cz>
- [13] TOSHULIN – výroba svislých soustruhů [online][8.2.2008] Dostupné z: www.toshulin.cz
- [14] PIETROCARNAGHI – výroba svislých soustruhů [online][8.2.2008] Dostupné z: www.pietrocarngi.it

Internetové zdroje pro výpočtovou část:

- [15] SKF – katalogy ložisek, maziv [online][15.4.2008] Dostupné z: www.skf.com
- [16] SIEMENS – pohony [online][25.4.2008] Dostupné z: www.siemens.com

15 Seznam příloh

1. Analýza rizik - formulář

Výkresová dokumentace:

08-0-O-1000	Brousicí jednotka – sestava
08-1-O-1000-003	Vřeteno
08-0-O-1000-004	Těleso
08-2-O-1000-014	Upínací příruba
08-K-O-1000, listy 1-4	Kusovník sestavy brousicí jednotky